

1. Especificación del proyecto.	2
2. Análisis de la misión y filosofía del proyecto.....	3
3. Problemas principales del proyecto.	5
4. Metodología y criterios aplicados en el desarrollo del proyecto.	5
4.1. Creación del casco.	6
4.2. Análisis de las carenas.	6
4.3. Materiales de construcción.	8
4.4. Propulsión a motor.	9
4.5. Instalación eléctrica.....	9
4.6. Propulsión a vela.....	9

1. Especificación del proyecto.

TIPO DE BUQUE: Velero de competición capacitado para la regata alrededor del mundo "Volvo Ocean Race."

REGLAMENTOS: Reglas de la clase: Volvo Ocean 60 rule 2000 + changes

CLASIFICACIÓN: ABS Guide for Building and Classing Offshore Racing Yachts 1994 incorporating Notice #1

DESPLAZAMIENTO MÁXIMO: 15000 KG

CALADO MÁXIMO: 3.75 m

ESLORA MÁXIMA: 23.5 m

CONSTRUCCIÓN:

Casco: Materiales compuestos.

Mástil: materiales compuestos sin núcleo o aluminio.

INSTALACIÓN ELÉCTRICA: 24V DC con un motor auxiliar y al menos dos alternadores independientes.

SISTEMA DE PROPULSIÓN: Vela, aparejo tipo Sloop. Motor propulsivo de emergencia con hélice plegable de dos palas capaz de dar 7 nudos en condiciones de mar en calma

ALOJAMIENTO: para 12 tripulantes

REQUERIMIENTOS: Desaladora-potabilizadora, radar, GPS, GMDSS, comunicaciones por satélite Inmarsat B y C, sistema de gobierno de emergencia, calefacción, bombas de lastre, sistema de corrección de escora mediante tanques de lastre líquido.

2. Análisis de la misión y filosofía del proyecto

La misión principal de un proyecto de barco de vela de competición de este tipo es ganar la competición de la edición en que va a participar. Otras misiones secundarias que a veces se convierten en principales serían las funciones como plataforma publicitaria que a veces tanto definen un proyecto. En nuestro caso nos centraremos en la misión que será diseñar un barco competitivo con las herramientas de que disponemos sin supuestas restricciones de presupuesto.

La Clase V.O.60 (Volvo Ocean 60) tiene relativamente poco tiempo de existencia, nace debido a la necesidad de crear un barco de competición con capacidad para realizar una regata de circunnavegación con escalas, con garantías de supervivencia. Esta regata (Volvo Ocean Race) se caracteriza por la dureza de las condiciones de los mares por los que se navega, está considerada la regata más dura de todas las que se realizan en la actualidad, incluye etapas como la Sidney-Hobart, en la que simultánea la competición con veleros de otras clases diferentes a la V.O.60. y que en multitud de ocasiones han tenido percances trágicos.

Esta Clase, V.O.60, es similar, en concepto a la clase IACC (International America`s Cup Class). Ambas son clases basadas en fórmulas de desarrollo. Esto quiere decir que están basadas en unas restricciones al diseño, dentro de las cuales hay libertad para innovar y desarrollar nuevas soluciones. Estas restricciones incluyen limitaciones geométricas, de materiales, de equipamiento, de construcción y en el caso de IACC, se incluyen ciertas limitaciones a la nacionalidad de los participantes en un proyecto de diseño, construcción y competición de un velero de esa Clase.

En el caso que nos ocupa, V.O.60, las limitaciones Geométricas, de materiales y constructivas se incluyen en el documento definitorio de dicha Clase [1], junto con la guía para construcción y Clasificación de Barcos de regatas de A.B.S. [11]

Para un proyecto real de un barco de este tipo tendríamos que seguir una espiral de diseño basada en experiencia previa, ensayos de mar con barcos de regatas anteriores, ensayos en canal, Ensayos con CFD y Ensayos de tunel de viento, etc.

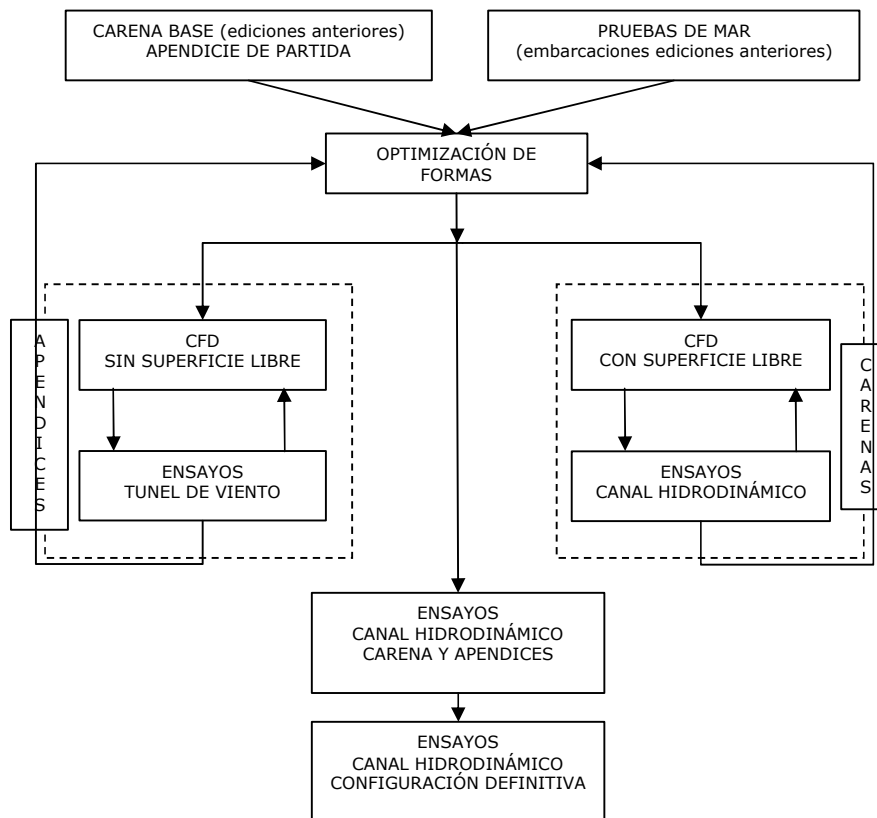


Figura I.

Como no se trata de un proyecto real sino de un proyecto académico, tendremos que obviar los pasos que por imposibilidad de medios y recursos no se pueden alcanzar. Por tanto no podemos disponer de Pruebas de mar ni de formas recientes, tampoco se podrá usar un canal de ensayos ni un túnel de viento para optimizar formas. Las herramientas y elementos de que dispondremos para llevar a buen puerto este proyecto serán:

- Formas geométricas de un barco Clase W.O.R.60 (Clase anterior a V.O.60) cedido por el Ingeniero Manuel Ruiz de Elvira
- Tdynlin®: Código CFD potencial con superficie libre desarrollado en la ETSIN [8]
- Xfoil: Código de paneles para análisis de perfiles 2D.
- GiD®: Programa de pre y post proceso de geometrías, para su mallado y posterior cálculo con el CFD.
- Maxsurf®: Programa de creación y modificación de geometrías, especialmente diseñado para el campo naval.
- Span®: Programa de predicción de velocidad (VPP) para análisis de veleros.
- Hidromax®: Programa de cálculos hidrostáticos y estructurales.
- Rhinoceros®: CAD 3D de uso general.

3. Problemas principales del proyecto.

El principal problema en este tipo de proyectos es la falta de información. La información directa por parte de diseñadores y constructores de este tipo de barcos ha sido nula. La información más directa que hemos podido usar se encontraba en la página web de los promotores de la regata [12], en ella se ofrecían imágenes y reportajes de los distintos barcos y tripulaciones que participaron durante la anterior edición de la regata.

La información encontrada en la bibliografía especializada, es de carácter general, centrándose en barcos de tipo crucero más que en barcos de regata puros. La información más verosímil y actualizada se ha encontrado en los "papers" del Chesapeake Sailing Yacht Symposium [2]. Este simposium se centra en los avances aparecidos en el mundo de la vela con especial interés en la vela de competición. Otra fuente de información actualizada ha sido el curso de yates impartido en la ETSIN.

4. Metodología y criterios aplicados en el desarrollo del proyecto.

La primera fase de proyecto consistió en la lectura y análisis del documento de la Clase VO60 [1]. Este análisis, junto con una base de datos de veleros participantes en regatas anteriores nos indica las tendencias tanto en diseño como en construcción de este tipo de barcos.

Lo fórmula principal de esta clase es la que limita tanto las dimensiones del casco como las dimensiones de la arboladura. Analizada esta fórmula se llegó a que la máxima eslora posible en flotación en lastre sería de 17.344 m. El calado se restringía a 3.75 m y la manga a 5.25 m. Junto con estas restricciones dimensionales aparecía restricciones referentes a estabilidad y peso mínimo exigible. Con estas limitaciones se diseñaron unas formas que maximizasen la eslora para tener el mayor potencial de velocidad, maximizasen la manga para aumentar la eficacia del lastre líquido que permite la regla y maximizasen el calado para poder bajar el centro de gravedad del barco mediante un bulbo de plomo. Todo esto manteniendo el mínimo desplazamiento permitido. La minimización del desplazamiento puede parecer un decisión precipitada, ya que puede suponer un riesgo en cuanto a resistencia estructural como se ha visto en algunos barcos de Copa América. En nuestro caso tanto la Regla VO60 como la Guía ABS imponen fuertes coeficientes de seguridad en la construcción tanto del casco como de la estructura. Por tanto se asume en principio un desplazamiento mínimo y después, durante el análisis estructural vemos como somos capaces de dimensionar un casco y una estructura que cumplan con ese desplazamiento mínimo y a su vez cumplan con ABS y las restricciones VO60.

4.1. Creación del casco.

El siguiente paso una vez decididas las dimensiones principales es crear un casco. A la hora de decidir las formas del barco es importante conocer como va a navegar este barco, no es lo mismo diseñar un casco para competir en regatas de Match-Race que diseñar un casco para Copa América o para una regata vuelta al Mundo, independientemente de las diferencias en cuanto a restricciones de reglamento. En el proyecto se analizo la ruta que siguen estos barcos en su regata vuelta al mundo con escalas. Uno de los resultados de este análisis fue que los barcos suelen navegar con rumbos portantes más que con rumbos cerrados respecto al viento. La media calculada fue de un ángulo de viento aparente de 135° con una intensidad media de velocidad de viento de 8.06 m/s o 15.67 nudos.

Este ángulo de viento con esta intensidad relativamente alta, nos permite alcanzar altas velocidades. Por el ángulo del viento podemos asegurar que estos barcos son capaces de planear, esto quiere decir que los efectos de sustentación en el casco pueden ser lo suficientemente grandes como para permitir una reducción en la resistencia al avance cuando se alcanza determinada velocidad en vientos portantes. Para facilitar este estado de planeo es necesario diseñar un casco que lo facilite. Esto se ha conseguido con fondos relativamente planos y una popa de espejo cuando navega en esa condición de vientos portantes a altas velocidades. Este espejo que facilita el planeo, es un freno cuando navegamos con ángulos de viento relativo más cerrados. En estos casos en los que se navega con mayor escora y menor velocidad total pero mayor Velocidad contra el viento (VMG "Velocity Made Good"), se ha diseñado el casco para que, moviendo hacia proa el centro de gravedad, saquemos el espejo del agua y naveguemos en mejores condiciones hidrodinámicas. Para mover a proa o popa el centro de gravedad se puede jugar con el peso de la tripulación, el peso de las velas almacenadas, y sobre todo con el agua de los tanques de lastre. Estos tanques están subdivididos longitudinalmente en cuatro espacios independientes que pueden ser llenados o vaciados a voluntad.

4.2. Análisis de las carenas.

Con las ideas básicas de nuestro casco, se comenzó la fase de diseño analizando unas formas suministradas de barcos de anteriores ediciones y creando unas formas propias adaptadas a las necesidades analizadas previamente. Con la ayuda de programas de diseño de formas, el CFD, y el análisis por serie sistemática se crearon y analizaron hasta 5 formas diferentes. El proceso de análisis comienza con la creación o modificación de alguna carena. Estas modificaciones pretendían variar alguna de las características antes mencionadas cambiando alguno de los parámetros del barco, (C_p , relación manga /Calado, LCB, Espejo de popa,...). La carena se estudiaba en una primera fase con la serie sistemática Delft IV. Esta serie sistemática, proporciona datos de resistencia residual de carenas de yates. Hemos seleccionado esta serie frente a la Delft III, por sus resultados mas

realistas, la serie Delft III analiza carenas hasta Froude 0.75 con efectos de planeo y la serie IV solo analiza hasta Fr 0.6 sin planeo. Pero hemos comprobado como los resultados de la serie IV son muy divergentes incluso para los propios barcos ensayados en la serie. Los propios creadores de la serie (universidad Delft) han reconocido el problema y lo solventaron cuando apareció la serie IV. Con estas series sistemáticas analizamos variaciones grandes en los parámetros del barco, incluso tenemos estudios en los que se analiza la variación de la resistencia residual cuando variamos alguno de los coeficientes del casco. Los resultados de esta serie sirven como primer filtro en el diseño de nuestra carena. Una vez decididos los cinco casco de nueva creación que queríamos analizar en profundidad se procedió al análisis CFD de los mismos. Con un programa de mallado se mallaron los casco y las superficies libres para adaptarlos a una matriz de ensayos que incluía velocidades de 8, 9.5, 11, 12.5 y 14 nudos. La imposibilidad de disponer de una versión del CFD que analizase carenas no simétricas, impedía el análisis de las carenas con escora y deriva. Otro estudio fue el análisis de las carenas con 1º de trimado para las velocidades más altas, 12.5 y 14 nudos. Este estudio simulaba las condiciones de planeo a altas velocidades. Todos los estudios se llevaron a cabo con los mismos apéndices, estos apéndices fueron creados a partir de un bulbo y un timón de la clase Copa América adaptándolos al tamaño y servicio de nuestro barco.

Los resultados del estudio con CFD son mapas de distribución de coeficientes de presión sobre el casco, mapas de velocidades sobre el casco y sobre la superficie libre, mapas de deformaciones en la superficie libre y cortes de olas paralelos a cruzía. La principal herramienta usada en la optimización de formas han sido los cortes de olas. Si conseguimos unas formas que presenten menor altura de ola generada, tendremos la forma con menor resistencia por formación de olas. La resistencia viscosa la consideramos de similar valor en todas las carenas y de difícil optimización, por tanto no se calculó en esta fase de creación de formas.

Con estos cortes de olas y su integración respecto al eje horizontal, se obtuvo un valor numérico que sirvió de índice de calidad a la hora de decidirnos por una de las carenas.

Los apéndices se crearon pensando en un barco que navegará en rumbos portantes con poca deriva, esto nos llevó a crear una quilla recta de dimensiones mínimas con una altura suficiente para colocar el bulbo lo más bajo posible. Estos apéndices no han de generar tanta sustentación como los destinados a regatas Match-Race donde se navega con ángulos muy cerrados de ceñida.

Los perfiles de la quilla y timón se optimizaron para que en el caso de la quilla mantuviese la capa laminar lo máximo posible, y en el caso del timón se asumía su comportamiento dentro de un flujo turbulento y por tanto se optó por seleccionar un perfil turbulento con la menor resistencia posible y una sustentación aceptable. Para estos análisis se usó el programa Xfoil, que calcula coeficientes de resistencia y sustentación para cualquier tipo de

perfil 2D. En nuestro caso hemos restringido nuestro estudio a perfiles tipo NACA, de los que disponíamos de sus definiciones 2D.

Una vez seleccionada la carena y los apéndices se procedió a la definición del aparejo. Este queda limitado por la norma VO60, se realizó un estudio con herramientas VPP para optimizar las dimensiones del triángulo de proa, obteniendo de esta forma los valores que definen las dimensiones principales y los centros de presión aerodinámicos. Con estos valores se pueden posicionar los apéndices. Para esto es necesario adoptar un valor muy importante llamado "Lead" que define la separación longitudinal del centro de presiones aerodinámico e hidrodinámico. Es este punto se recurrió a valores propuestos en la literatura especializada [7], siendo este valor el 10% de la eslora de flotación. Con este valor y las dimensiones de los apéndices, posicionamos los mismos, definiendo de esta manera las formas generales de nuestro barco.

4.3. Materiales de construcción.

Las posibilidades de construcción de este tipo de buques son: construcción monolítica y construcción sándwich. La construcción monolítica se compone de una única capa de resina reforzada con fibras. La construcción sándwich se compone de dos pieles de resina reforzada con fibras separadas por una capa intermedia de espuma o madera de balsa. Con la opción sándwich podemos obtener estructuras más ligeras a igualdad de resistencia. El inconveniente es económico, debido a la necesidad de procesos de vacío y de mano de obra especializada para realizar este tipo de construcción. En nuestro caso prima la calidad y por tanto se decidió usar estructura sandwich.

Los materiales usados en esta estructura podían ser fibra de vidrio, fibra de arámda (Kevlar); resinas de poliéster, epoxi o vinilester; espumas de PVC, SAN o madera de balsa. En nuestro caso hemos seleccionado una estructura compuesta por pieles de tejido a base de arámda con capa externa de vidrio, todo ello usando matriz de resina epoxi. El material del núcleo ha sido espuma de SAN.

La elección del refuerzo de kevlar y Vidrio ha sido debido a la baja densidad del kevlar junto con su excelente comportamiento a tracción. El vidrio ha sido necesario para mejorar las pobres características a compresión del kevlar así como para mejorar la resistencia a la abrasión del mismo. La matriz de epoxi ha sido seleccionada por ser la más resistente de las tres propuestas, así como la más estable al paso del tiempo y a los agentes externos. La espuma de SAN ha sido seleccionada por su mejor comportamiento a cortante frente a la espuma de PVC siendo el resto de características muy similares.

Los materiales permitidos en el mástil son material compuesto o aluminio. En las ediciones anteriores de esta regata sólo se permitía

aluminio. En el momento en que se permitieron otros materiales, todas las unidades participantes optaron por usar mástil de carbono con matriz epoxi. Esta elección maximiza la resistencia con un menor peso frente al aluminio. En nuestro caso hemos seleccionado esta combinación para el mástil, botavara, tangón y crucetas.

El bulbo será de aleación de plomo-antimonio. Esta aleación tiene la alta densidad del plomo y una resistencia mayor debido a las pequeñas proporciones de antimonio.

4.4. Propulsión a motor.

No siendo una de las condiciones naturales de navegación de este barco, se ha estudiado la motorización del mismo. Esta motorización incluye un motor de 41 kW solo usado en emergencias conectado a una hélice plegable. Con este motor hemos estimado que se podría alcanzar una velocidad de 7.7 nudos al 90% del MCR.

También se instala un motor auxiliar cuya misión será generar electricidad para cargar las baterías así como mover la bomba de lastre y hacer funcionar la desaladora acoplada a él. Este motor tendrá una potencia de 20.9 kW y su uso no está restringido por las reglas de la regata. El uso de este motor nos evita el tener que cargar agua dulce en abundancia, ya que la generaremos durante cada etapa de la regata.

4.5. Instalación eléctrica.

Debido a que tenemos tanto consumidores a 12 como a 24 V, hemos decidido instalar un sistema de generación y almacenamiento a 12V y un sistema de transformación DC/DC de 12 a 24 V para alimentar los consumidores a 24 V, que son menos que los alimentados a 12 V.

El sistema eléctrico está basado en un sistema de baterías que son cargadas periódicamente mediante un alternador instalado en el motor auxiliar. Este motor se ha de conectar durante al menos 2 ½ horas al día para asegurar tanto la carga de las baterías como la generación de suficiente agua potable. En caso de emergencia se puede usar el alternador del motor propulsivo para generar la electricidad de carga de las baterías.

4.6. Propulsión a vela.

La propulsión de este barco será a vela con aparejo tipo Sloop. Esto quiere decir que tendrá un solo mástil con botavara. Las limitaciones de la regla obligan a diseñar un aparejo fraccionado, este tipo de aparejo se

caracteriza por tener el puño de driza del génova por debajo del puño de driza de la mayor. Sobre el puño de driza del Spinnaker no se dice nada, por tanto hemos maximizado su altura y haremos que se puedan izar Spinnakers hasta la perilla del palo. Las crucetas guían los obenques y evitan la caída lateral del palo. Los obenque van desde la perilla del palo hasta la cubierta, donde se unen a la estructura del casco mediante cadenotes laminados al mamparo del mástil, especialmente diseñado para trabajar con estas cargas a tracción y con la compresión del mástil de forma que ambas cargas trabajen sobre ese mamparo y no se transmitan puntualmente al casco o a la cubierta. La caída longitudinal del palo se evita con las burdas. En este punto se presentó una variante que sería tener dos o tres juegos de burdas, uno unido al mástil a la altura del estay de proa y otro a menor altura para controlar la flexión del palo. En ese caso necesitaríamos una tercera sujeción del tramo superior del palo, el tramo que queda por encima del estay de proa. Para controlar ese tramo aparece la solución de colocar un backstay unido al espejo de proa en crujía. Esta solución adoptada en barcos con mayores de área reducida, nos impediría girar nuestra mayor debido a que se trata de una mayor muy cuadrada con mucha área alta, rozaría en el backstay o incluso no podría girar en viradas y trasluchadas. Para solucionar esto colocamos otro par de burdas que controlan ese tramo de mástil. Estas burdas, que están duplicadas trabajan en cada banda dependiendo de la escora a babor o estribor del barco.

La dimensión de las crucetas pueden sorprender si las comparamos con barcos IMS, en nuestro caso son bastante anchas, esto iría en contra de la idea de conseguir rumbos muy cerrados como es el caso de barcos IMS en ese caso con crucetas muy estrechas se consigue tener el génova más pegado a al mayor y conseguir menor ángulo de ceñida. En nuestro caso prima más la resistencia transversal del palo que conseguir ángulos extremos de ceñida, que no serán los ángulos naturales de navegación en nuestra regata.

La maniobra de cubierta se ha diseñado pensando en la simplificación. Muchos de los winches son compartidos, de esta forma ahorramos peso y simplificamos la maniobra. La maniobra de la mayor se ha restringido a un solo winche central exclusivamente dedicado a esta tarea. Todos los winches son autoportantes, esto quiere decir que ellos mismos sujetan el cabo que están halando. Toda esta simplificación viene por la necesidad de realizar la maniobra entre 6 personas, ya que la tripulación de estos barcos se divide en dos guardias de 6 personas cada 6 horas.

5. Bibliografía.

- [1] Volvo Event Management UK Ltd. «The Volvo Ocean 60 Rule 2000», 2001.
- [2] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. ONNINK, R. «The Delft Systematic Yacht Hull (Series II) Experiments» The Tenth Chesapeake Sailing Yacht Symposium, 1991, pp 27-39.
- [3] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. VERSLUIS, A. «Sailing Yacht Performance in Calm and in Waves» The Eleventh Chesapeake Sailing Yacht Symposium, 1993, pp 233-245.
- [4] MCRAE, B. «Windward Performance of the AME CRC Systematic Yacht Series» RINA International Conference on The Modern Yacht, Portsmouth, UK, March 1998.
- [5] ALAEZ, J.A. CARRILLO, E.J. RUIZ DE ELVIRA, M. «Copa América. Ensayos de Veleros: Metodología de Ensayos e Influencia de Parámetros en la Selección de la Carena» XXXVIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, Barcelona, Noviembre 2000.
- [6] CLAUGHTON, A.R. WELLICOME, J.F. «Sailing Yacht Design (Theory)». Longman. 1998.
- [7] LARSSON, L. Y ELIASSON, R.E. «Principles of Yacht Design» (2º Edición). Adlard Coles Nautical, Londres 2000.
- [8] SOUTO, A., «Nuevas herramientas de diseño de formas de buques basadas en códigos de flujo potencial». Tesis Doctoral. Departamento de Arquitectura y Construcción Navales. E.T.S.I. Navales. U.P.M Madrid. 2001.
- [9] Centro Internacional para métodos numéricos en Ingeniería, CIMNE. GiD Manual de Utilización.
- [10] ROBERT MCNEEL & ASSOCIATES. Rhinoceros Nurbs modeling for Windows. User Manual. 1993-2001.
- [11] ABS Guide for Building and Classing offshore Racing Yachts 1994.
- [12] WWW.2002.volvoceanrace.org
- [13] WWW.knmi.nl

1. Búsqueda de buques similares. Base de datos	2
2. Definición de la configuración, de las dimensiones y de los coeficientes de forma. Alternativas.....	3
3. Criterios de evaluación	6
3.1. Estudio de condiciones ambientales en la ruta.	6
3.2. Parámetros de diseño previos.....	15
4. Evaluación de alternativas. Selección de la óptima	19
4.1. Técnicas de ensayo.....	19
4.2. Selección de la carena Base. Cascos ensayados	24
4.3. Matriz de ensayos.....	28
4.4. Resultados obtenidos en los ensayos	28
4.4.1. Resultados para cascos sin trimado	28
4.4.2. Resultados para cascos con trimado	34
4.5. Análisis de resultados.....	36
5. Estudio sobre viabilidad técnica de la alternativa seleccionada	37
6. Nomenclatura de medición.....	38
6.1. Otras abreviaturas usadas en este documento	39
7. Referencias	40

1. Búsqueda de buques similares. Base de datos

La primera dificultad que nos encontramos en la realización de una base de datos es la falta de información disponible de proyectos de barcos de la misma clase. Al igual que sucede con veleros de alta competición (IACC, Open 60, IMS...) los diseños tienen un carácter secreto debido a la gran inversión económica que conlleva cada desarrollo de un velero de este tipo. Esto hace que los diseñadores solo se atrevan a dar algunas características muy generales de sus diseños.

Entre los principales diseñadores de la Clase V.O.60 encontramos al omnipresente Bruce Farr cuyos diseños han ganado las últimas ediciones de la anterior Whitbread (Clase W.60), ahora reconvertida en Volvo Ocean Race, también ganada por uno de sus diseños. En la pasada edición de la regata seis de los ocho barcos participantes eran diseños suyos incluido el ganador.

Buscando en las páginas web de los equipos participantes se ha podido realizar la siguiente relación de diseños que han participado en la regata del 2001-2002. También se incluyen dos diseños de la antigua clase W.60 muy similar a la actual V.O.60. Se ve que los datos publicados son muy genéricos y de poca utilidad a la hora de comparar diseños.

Clase	Barco	Diseñador	L (m)	Lwl (m)	B (m)	calado (m)	Δ (kg)	Lastre quilla&bulbo (kg)	Hull weight (kg)
VO60	Djuice	Laurie Davidson	19.51	17.29	5.25	3.75	13500	7500	3000
VO60	Team Tyco	Bruce Farr	19.5	17.3	5.25	3.75	13500	6000	----
VO60	Assa Abloy	Bruce Farr	19.5	17.3	5.25	3.75	13500	6000	----
VO60	Illbruck	Bruce Farr-Richelson	----	----	----	----	----	----	----
VO60	AMER Sport One	German Frers Jr	----	----	----	----	----	----	----
VO60	Team News Corp	Bruce Farr	19.5	17.3	5.25	3.75	13500	6000	----
VO60	Team SEB	Bruce Farr	19.5	17.3	5.25	3.75	13500	6000	----
VO60	AMER Sport Two	Bruce Farr	19.5	17.3	5.25	3.75	13500	6000	----
W60	Merit Cup	Bruce Farr	19.51	17.37	5.25	3.75	----	6124	----
W60	BrunelSunergy	Judel/ Vrolijk	19.6	----	5.25	3.75	13500	7500	----

Tabla I

2. Definición de la configuración, de las dimensiones y de los coeficientes de forma. Alternativas

La clase de barcos VO60 esta basada para su diseño en una serie de formulas que limitan ciertas características del barco. A partir de ahora nos referiremos a los distintos apartados del reglamento (THE VOLVO OCEAN 60 RULE 2000) [1] por su número dentro de dicho documento.

A continuación aparecen la descripción de las abreviaturas que se usan el documento de la clase VO60, y que mantendremos en el presente proyecto para unificar vocabulario. Las abreviaturas referentes al casco son:

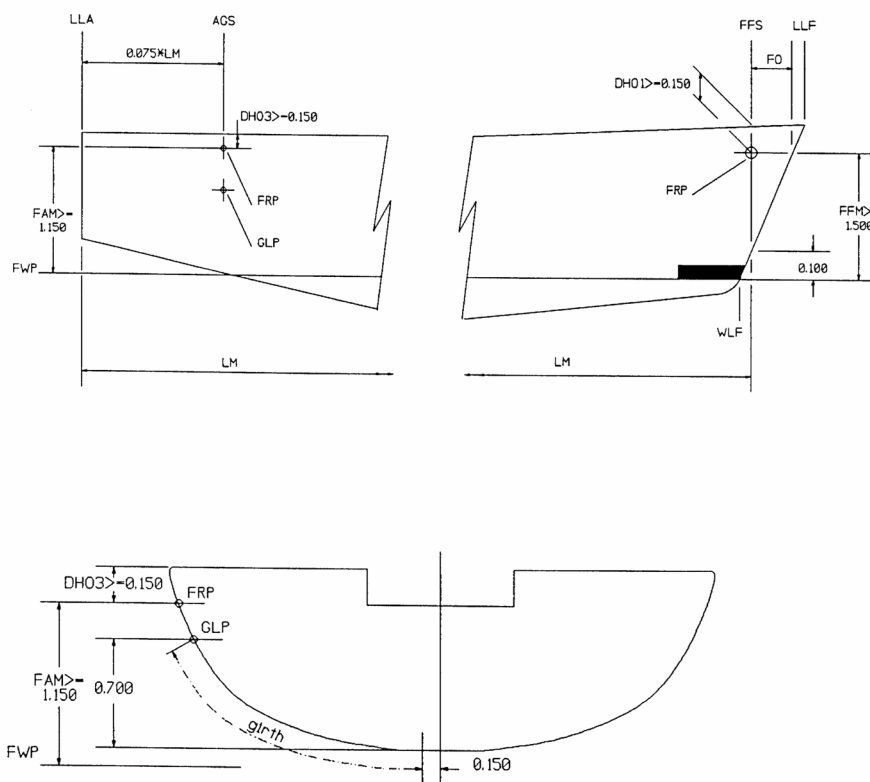


Figura I

Descripción de abreviaturas, (los números hacen referencia a los párrafos donde se encuentra la explicación dentro del documento The Volvo Ocean 60 rule 2000 [1]).

AGS	Estación del alunamiento en popa	3.1.6
AP	Punto de referencia a popa	3.1.9
BMAX	Máxima manga	3.1.7
DHO	Altura del margen de cubierta	3.4.1
DMS	Calado medido	3.5.1
DSPL	Desplazamiento	6.3.2
FAM	Francobordo a popa	6.2.3
FFM	Francobordo a proa	6.2.2

FFS	Estación de francobordo a proa	3.1.4
FO	Margen a proa	3.3.1
FRP	Punto de referencia del francobordo	3.1.9
FWP	Plano de flotación	2.1.2
GLA	Longitud de alunamiento a popa	3.2.1
GLP	Punto de longitud de alunamiento	3.1.10
L	Eslora de medición	4.1.1
LC	Corrección de la eslora de medición	4.1.2
LCB	Centro de flotación longitudinal	7.2.1
LCG	Centro de gravedad longitudinal	7.2.1
LLA	Límite de eslora a popa	3.1.1
LLF	Límite de eslora a proa	3.1.1
LM	Eslora de medición	3.1.8
MLS	Estación a media eslora	3.1.5
SG	Gravedad específica	6.1.2
VCG	Centro de gravedad vertical	7.2.1
WLF	Nivel de la línea de flotación a proa	2.1.3

La principal fórmula (regla 4.1.1) es la que limita la eslora de clasificación L.

[4]

$$L = LM + 1.25 * GLA$$

L sin penalización no excederá los 23.500m.

LM no se tomará menor de 18.000m, ni GLA se tomará menor que 3.800m.

GLA será medida en el plano AGS. El alunamiento (girth) se medirá desde GLP hasta la intersección de AGS con la línea longitudinal trazada a 150mm de crujía. La línea de alunamiento deberá seguir el camino más corto. GLA será la suma de los dos alunamientos más la distancia entre longitudinales de fondo (300mm). Como GLA no será menor de 3.800m, sabemos que la línea de alunamiento (girth) no medirá menos de 1.750m.

Para dar una idea de entre que límites podemos movernos haremos el cálculo de la eslora de flotación máxima posible. En tal caso hemos de tomar el GLA mínimo para maximizar el LM para un L máximo dado por la regla de 23.500m.

$$LM = L - 1.25 * GLA = 23.5 - 1.25 * 3.8 = 18.75$$

Vemos en la figura que este LM corresponde a la eslora de flotación más la longitud del balcón de popa que queda por encima de la flotación por tanto en primera aproximación podemos calcular nuestra eslora medida entre los planos AGS y FFS como $LM - LM * 0.075 = 17.344m$

En lo referente a coeficientes de forma no podemos decir que en el diseño de barcos a vela a este nivel se de más importancia a un coeficiente

que a otro, pero los más usados son, el coeficiente prismático C_p , relación eslora desplazamiento $L_{WL}/\nabla^{1/3}$, relación manga calado B/T y Posición longitudinal del centro de flotación LCB.

Para realizar el análisis y acotación de estos coeficientes es la experiencia en diseños previos la principal herramienta, pero a falta de datos previos podemos sustituir la experiencia por las múltiples referencias que encontraremos en la literatura técnica como indicaremos más adelante.

Otra forma fácil y rápida de estudiar estos coeficientes la tenemos en las series sistemáticas de ensayos de carenas en canal de experiencias. En el caso de los yates a vela nos encontramos con la completísima serie Delft que incluye diversas ampliaciones. La original, serie I, realizada en los años 70 y 80 incluye 22 modelos de medio a gran desplazamiento. La serie II [2] presentada en 1988 extendió la serie anterior con la inclusión de 6 nuevas carenas de medio a bajo desplazamiento que intentaban cubrir los nuevos diseños que en esos momentos aparecían en mundo naval. Una tercera serie (Serie III) [3] de 11 modelos fue realizada y presentada en 1993 pero solo se realizaron experiencias con modelos sin escora ni deriva. El rango de velocidades para la serie I está limitado a $Fr=0.45$, para la serie II se amplió hasta $Fn=0.6$ y para la serie III las velocidades aumentaron hasta $Fn=0.75$. La serie III se incluyó para aumentar la precisión en la predicción de resistencia sin escora para yates de bajo desplazamiento, en particular en el rango de alta velocidad con $Fr>0.45$. Otro aspecto que hace interesante el uso de esta serie es que se analizó la pérdida de estabilidad que se produjo en las carenas ensayadas de gran relación manga/calado a altas velocidades, en las que se perdía hasta un 30% de la estabilidad indicada por las hidrostáticas. De dicho estudio se pueden sacar conclusiones aplicables al presente proyecto. Por último en 1995 se introduce una nueva ampliación basada en un modelo IMS 40, de este modelo "Padre" se realizan nueve variantes que junto con los resultados de series anteriores dan lugar a la serie Delft IV que reúne un total en estos momentos de 50 modelos de yates.

En esta fase previa de diseño, se va a usar la serie sistemática Delft III, dicha serie es la más ajustada a los requerimientos del presente proyecto, se analizan las carenas de las series anteriores más las nuevas carenas de bajo desplazamiento. También tiene un rango de velocidades muy alto comparado con otras series como por ejemplo la Australiana "AME CRC serie" [4] cuya finalidad es el estudio de carenas IMS en el rango de velocidades hasta $Fn=0.336$. También son interesantes los estudios realizados para la resistencia por escora, Fuerzas laterales como función de escora y deriva, estabilidad, y predicción de resistencia añadida por olas en las carenas de la serie Delft.

La serie Delft Extendida a las 50 carenas, nos da la posibilidad de, mediante expresiones polinómicas, analizar la Resistencia residual (resistencia por formación de olas + resistencia por presión viscosa) para un casco definido por 6 parámetros; L_{WL}/B_{WL} , $L_{WL}/\nabla^{1/3}$, C_p , LCB, B_{WL}/T_C y $A_{w}/\nabla^{1/3}$. También incluye el análisis de la resistencia añadida por olas para 8 carenas diferentes.

En la serie Delft III se usan los siguientes coeficientes con sus respectivos rangos de aplicación:

$F_n \leq 0.45$

C_p	:	0.52	-	0.60
LCB	:	0	-	-6%
Bwl/Tc	:	2.46	-	19.32
$L_{wl}/\nabla^{1/3}$:	4.34	-	8.50

$F_n \geq 0.475$

LCB	:	0	-	-6%
Lwl/Bwl	:	2.76	-	5.00
$Aw/\nabla^{2/3}$:	No se incluyen límites.		

3. Criterios de evaluación

3.1. Estudio de condiciones ambientales en la ruta.

Todo proyecto de barco de competición ha de comenzar con el análisis de la zona donde va a navegar, en este caso al tratarse de una circunnavegación, esa zona es tan amplia que resulta complicado sacar conclusiones, medias o valores concretos de los datos ambientales en los que va a navegar nuestro barco. En otro tipo de competiciones, dígame Copa América, la zona de navegación esta muy delimitada y es posible llevar a cabo estudios sobre el terreno para poder acertar en las condiciones ambientales que va a encontrarse el barco durante la competición, marcando así las pautas de diseño que optimicen el aparejo y el casco para esas condiciones predichas. En nuestro caso este estudio se complica muchísimo, este barco ha de ser capaz de navegar tanto en condiciones de calma total como en condiciones de temporal.

En los proyectos que dieron lugar a los participantes en la edición pasada de la regata, se invirtió gran cantidad de tiempo y medios en estudios estadísticos de las condiciones ambientales que serían probables encontrarse en la navegación. En el caso que nos encontramos no tenemos medios para acceder a esa información de forma concreta, Dichos estudios se realizan en centros meteorológicos de todo el mundo que recopilan información y realizan estudios que posteriormente venden a los patrocinadores.

En este proyecto vamos a usar información publicada en diversas páginas web de institutos meteorológicos [12][11], así como información proveniente de la página web de la regata en la pasada edición [11]. Durante esa regata se fueron grabando datos de condiciones ambientales durante la navegación de los barcos, dicha información se iba actualizando

constantemente, y nos servirá de base para sacar conclusiones en cuanto a condiciones meteorológicas previsibles.



Figura II

Para realizar ese análisis estudiaremos etapa por etapa los gráficos y datos presentados e intentaremos calcular los datos de velocidad media de viento, dirección del viento, altura media de olas y periodo medio de olas.

- Etapa 1: Southampton - Cape Town (23 Sep/25 Oct 2001)

Distancia estimada: 7350 millas.
Tiempo del barco ganador: 31d 6h 19m 49s
Velocidad media del barco ganador: 9.8 nudos

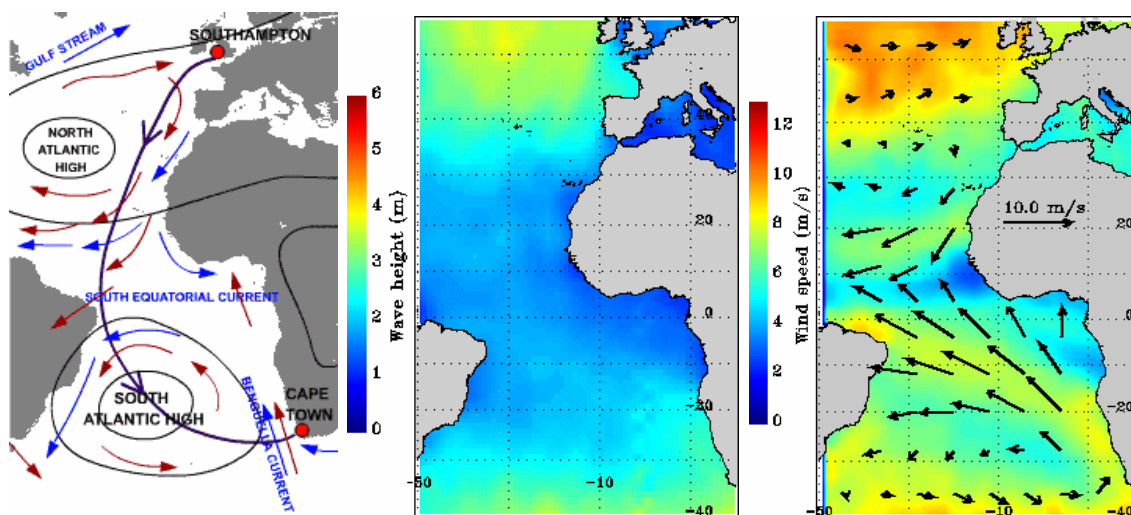


Figura III

Con los mapas de altura media de olas y velocidad del viento se han estimado los siguientes datos. Para el cálculo del periodo usamos una tabla de severidad del Atlántico Norte, de uso común en los canales de ensayo. En dicha tabla aparece el periodo medio en función la altura de las olas. Para la estimación de la dirección del viento nos servimos del mapa de velocidad del viento donde se indican vectores dirección, también se incluye

la dirección en grados sexagesimales del viento estimado respecto a la crujía del barco, correspondiendo 0° a un viento por proa.

Altura media de olas:	2.5 m
Periodo medio:	9.21 s
Velocidad media del viento:	7 m/s
Dirección principal del viento:	S-W a S-E (180°-90°)

- Etapa 2: Cape Town - Sydney (11 Nov/4 Dic 2001)

Distancia estimada:	6100 millas.
Tiempo del barco ganador:	22d 13h 22m 26s
Velocidad media del barco ganador:	11.3 nudos

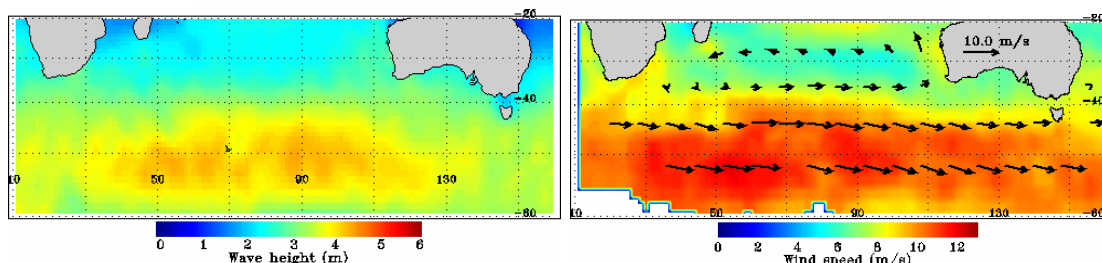
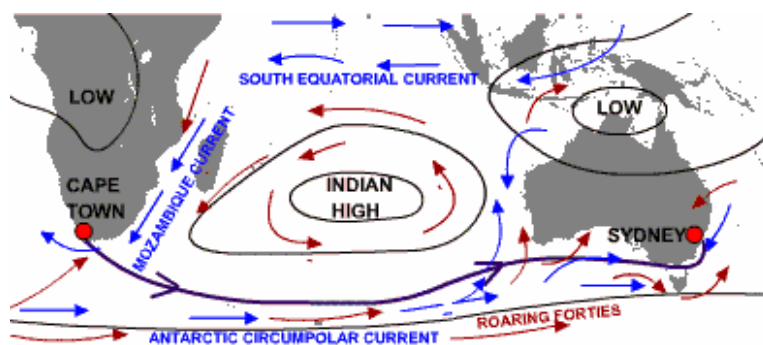


Figura IV

Altura media de olas:	4 m
Periodo medio:	10.86 s
Velocidad media del viento:	10 m/s
Dirección principal del viento:	Este (180°)

- Etapa 3: Sydney-Hobart-Auckland (26 Dic 2001 / 3 Ene 2002)

Distancia estimada:	2050 millas.
Tiempo del barco ganador:	8d 11h 50m 42s
Velocidad media del barco ganador:	10.1 nudos

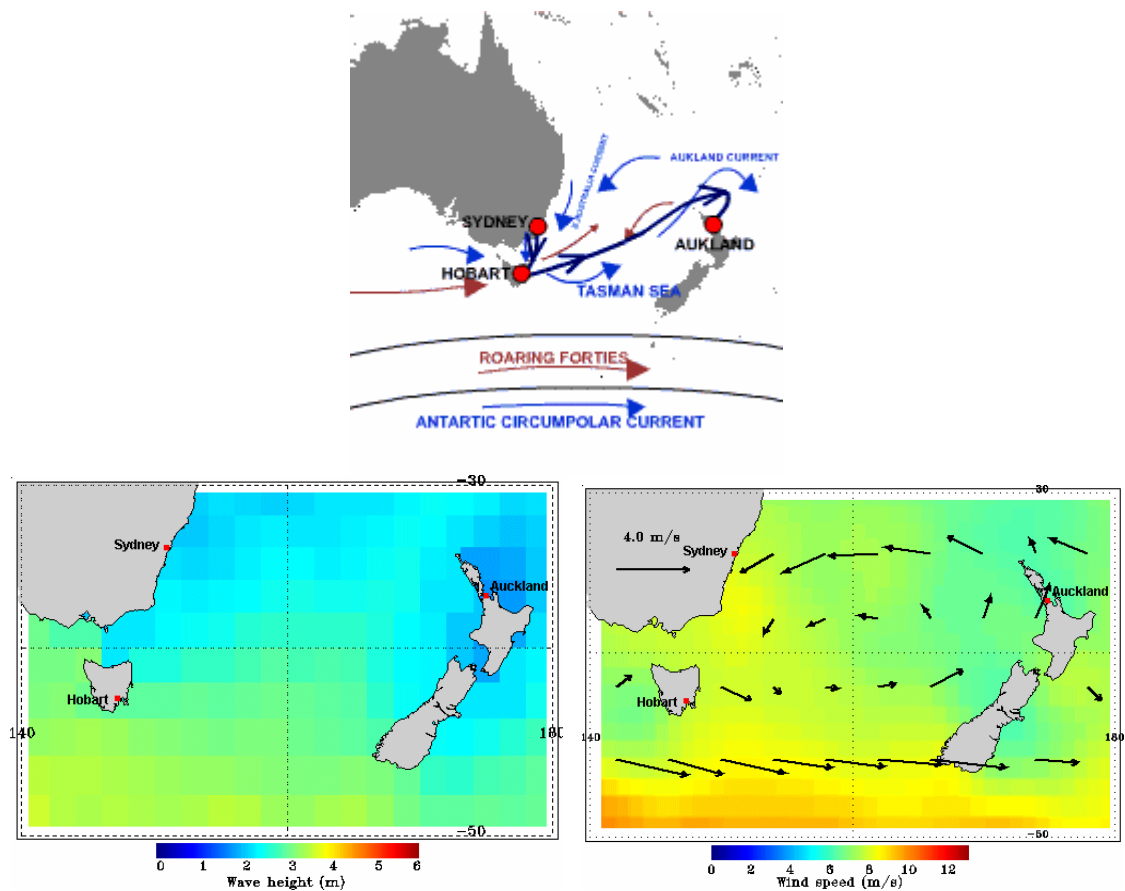
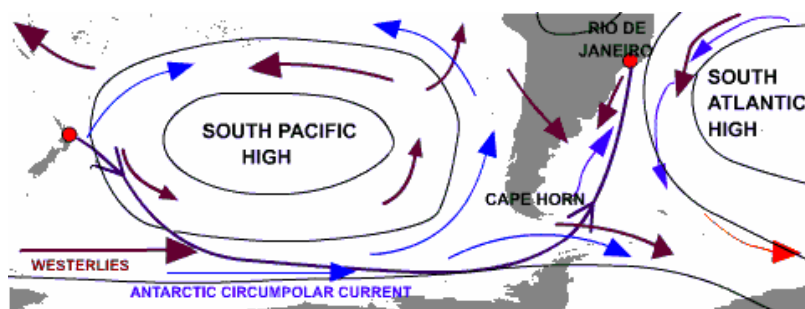


Figura V

Altura media de olas:	2.5	m
Periodo medio:	9.21	s
Velocidad media del viento:	8.5	m/s
Dirección principal del viento:	E a N-E (180°)	

- Etapa 4: Auckland - Rio de Janeiro (27 Ene / 17 Feb 2002)

Distancia estimada:	6700 millas.
Tiempo del barco ganador:	23d 5h 58m 42s
Velocidad media del barco ganador:	12.03 nudos



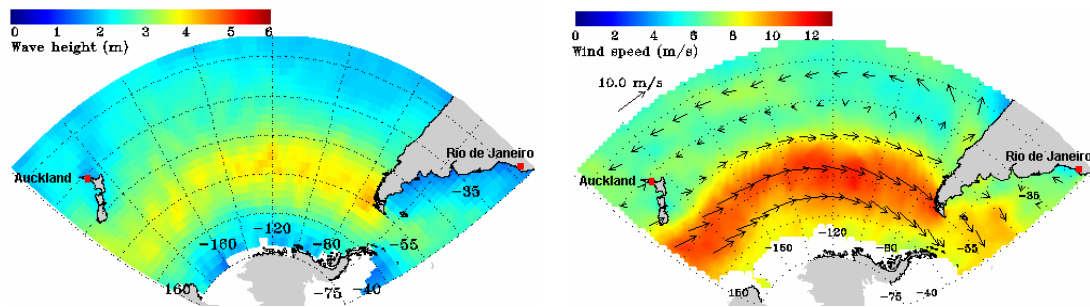


Figura VI

Altura media de olas:	4	m
Periodo medio:	10.86	s
Velocidad media del viento:	12	m/s
Dirección principal del viento:	E	(180°)

- Etapa 5: Rio de Janeiro - Miami (9 Mar / 26 Mar 2002)

Distancia estimada:	4450 millas.
Tiempo del barco ganador:	17d 13h 19m 57s
Velocidad media del barco ganador:	10.57 nudos

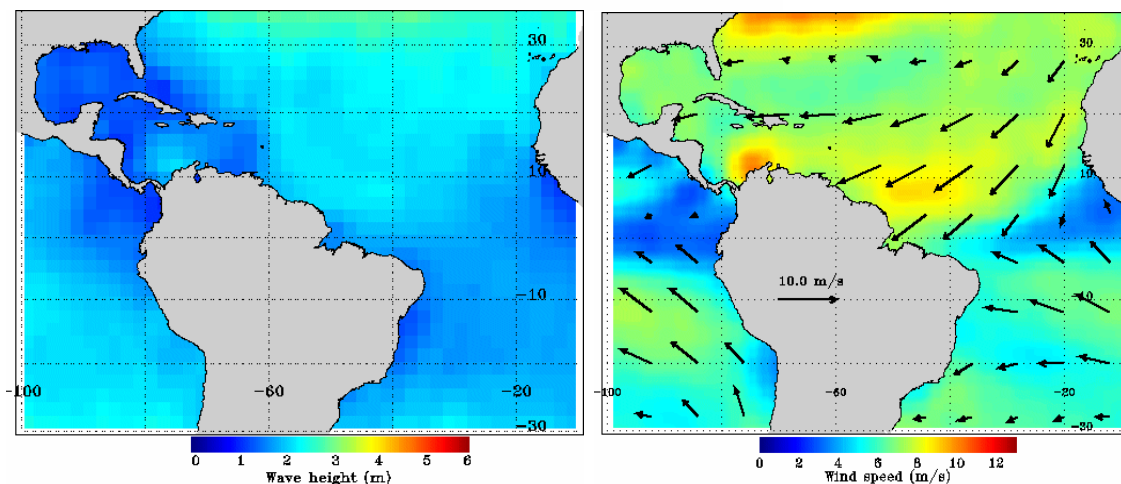
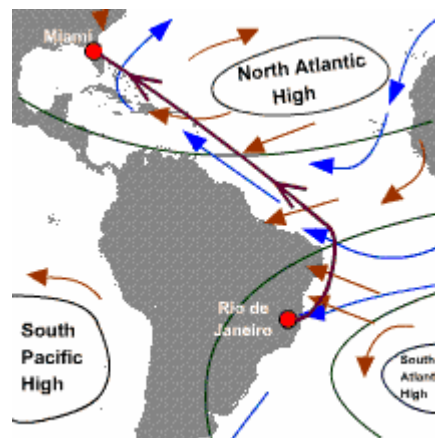


Figura VII

Altura media de olas:	1.5	m
Periodo medio:	8.31	s
Velocidad media del viento:	7	m/s
Dirección principal del viento:	W a S-W	(90°)

- Etapa 6: Miami - Baltimore (14 Abr / 18 Abr 2002)

Distancia estimada:	875 millas.
Tiempo del barco ganador:	03d 13h 12m 32s
Velocidad media del barco ganador:	10.3 nudos

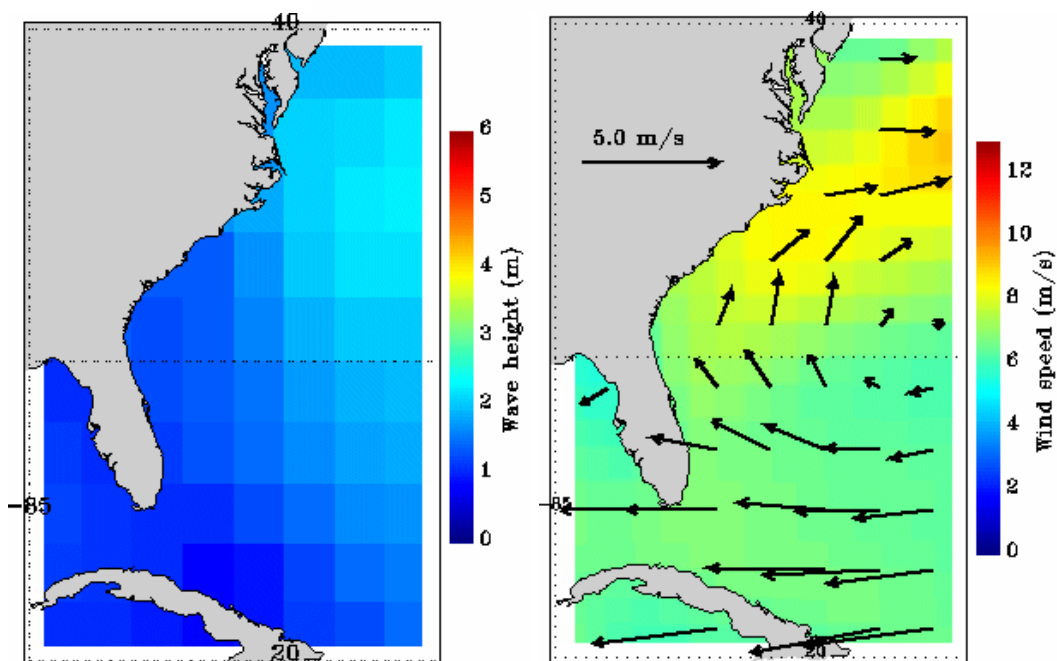
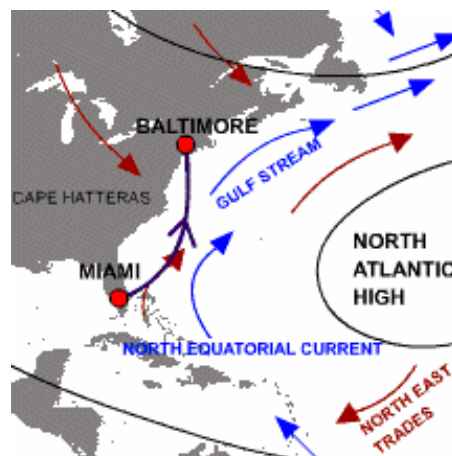


Figura VIII

Altura media de olas:	2	m
Periodo medio:	8.88	s
Velocidad media del viento:	7	m/s
Dirección principal del viento:	W a N	(90° a 180°)

- Etapa 7: Annapolis - La Rochelle (28 Abr / 9 May 2002)

Distancia estimada: 3400 millas.
Tiempo del barco ganador: 10d 20h 44m 30s
Velocidad media del barco ganador: 13.07 nudos

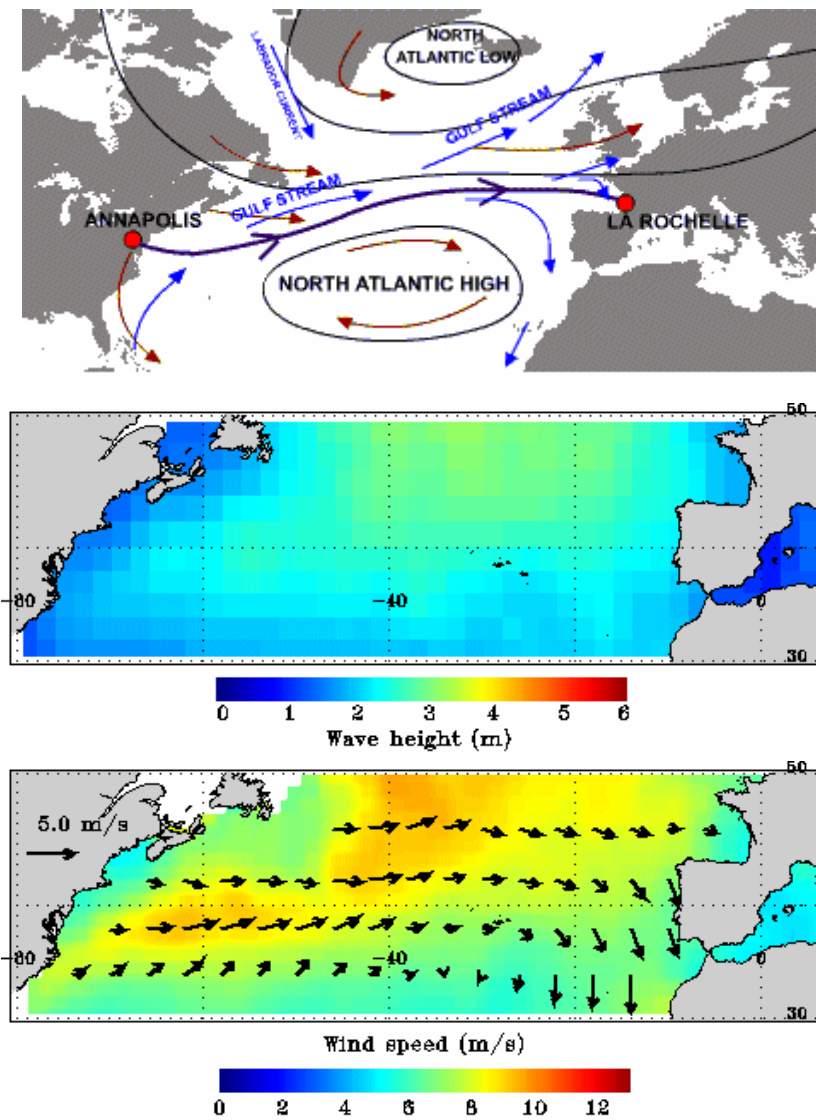


Figura IX

Altura media de olas:	2.5	m
Periodo medio:	9.25	s
Velocidad media del viento:	9	m/s
Dirección principal del viento:	E (180°)	

- Etapa 8: La Rochelle - Göteborg (25 May / 30 May 2002)

Distancia estimada: 1075 millas.
Tiempo del barco ganador: 04d 7h 6m 38s
Velocidad media del barco ganador: 10.43 nudos

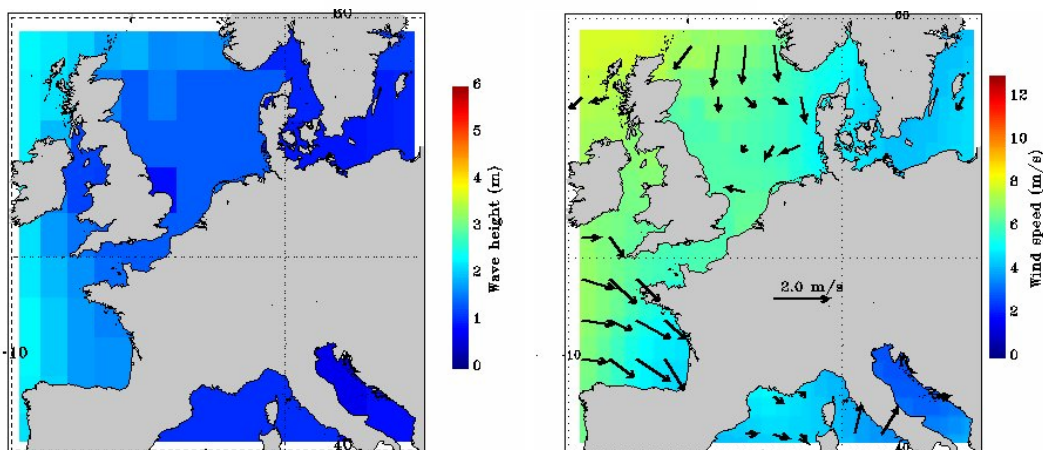
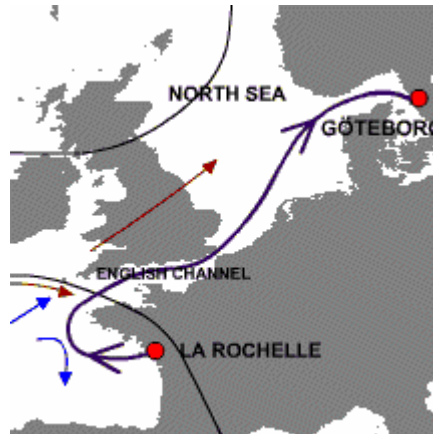


Figura X

Altura media de olas: 1.5 m
Periodo medio: 8.3 s
Velocidad media del viento: 7 m/s
Dirección principal del viento: S-E a S (90° a 45°)

- Etapa 9: Göteborg - Kiel (8 Jun / 9 Jun 2002)

Distancia estimada: 250 millas.
Tiempo del barco ganador: 01d 03h 42m 30s
Velocidad media del barco ganador: 9.2 nudos

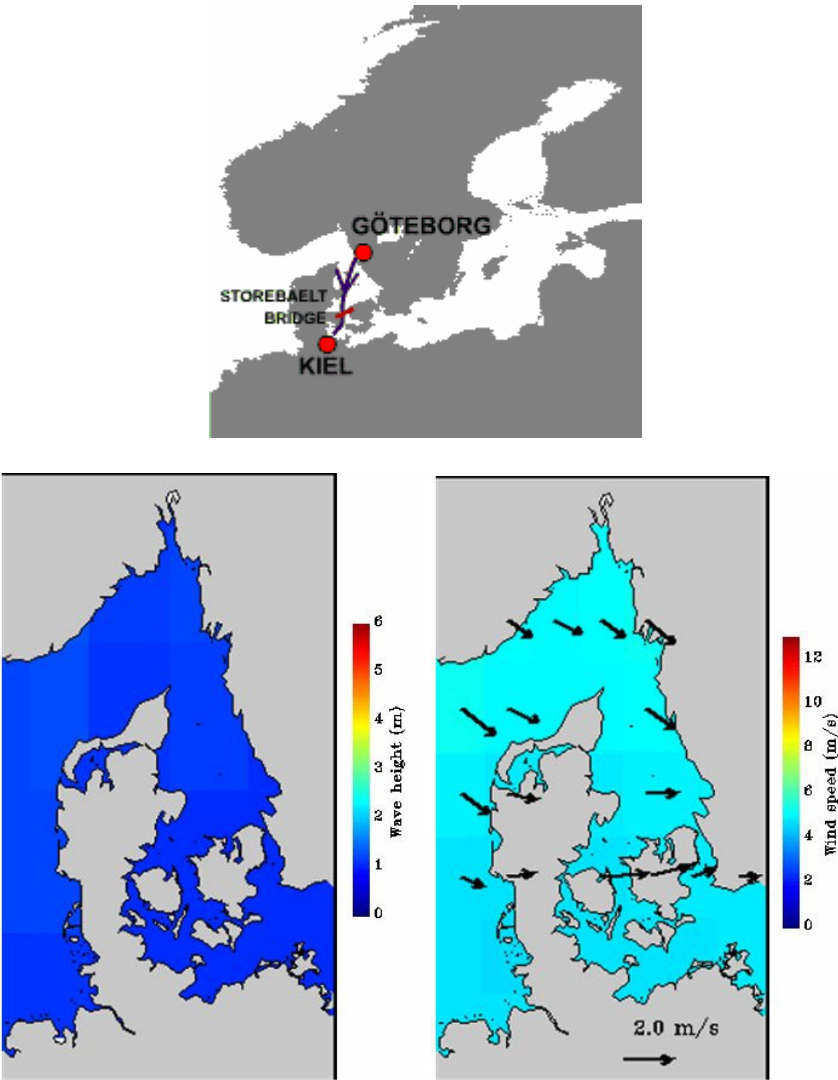


Figura XI

Altura media de olas: 1 m
Periodo medio: 7.9 s
Velocidad media del viento: 5 m/s
Dirección principal del viento: E (90°)

El resumen de todos estos datos se encuentra en el siguiente cuadro que se completa con las medias aritméticas de los distintos datos acumulados.

Etapas	Distancia (millas náuticas)	Velocidad media (nudos)	altura media de olas (m)	periodo medio (s)	Velocidad media del viento (m/s)	Angulo de incidencia del viento (grados sexagesimales)
1	7350	9.8	2.5	9.21	7	135
2	6100	11.3	4	10.86	10	180
3	2050	10.1	2.5	9.21	8.5	180
4	6700	12.03	4	10.86	12	180
5	4450	10.57	1.5	8.31	7	90
6	875	10.3	2	8.88	7	135

7	3400	13.07	2.5	9.21	9	180
8	1075	10.43	1.5	8.31	7	67.5
9	250	9.2	1	7.656	5	90
Media Total	32250	10.756	2.39	9.17	8.06	137.5

Tabla II

3.2. Parámetros de diseño previos.

El interés de una fase previa de proyecto está en definir unos parámetros que sirvan de base para comenzar un trabajo detallado en el diseño real del buque, ahora bien si en esta fase conseguimos limitar estos parámetros dentro de un rango pequeño, conseguiremos que la fase de desarrollo esté más definida. Para comenzar a limitar estos coeficientes recurriremos a la bibliografía técnica en la que se encuentran multitud de referencias de los mismos [6][7].

Nuestro interés será minimizar la resistencia residual del casco, Veamos como influyen los distintos parámetros en la resistencia. A partir de las Series sistemáticas Delft veremos esa influencia.

El primer paso para la acotación de coeficientes será

A partir de las Series Sistemáticas de Delft, veamos la influencia de ciertos parámetros en la resistencia residual

- Desplazamiento.

Se ha comprobado experimentalmente que analizando la resistencia (como un tanto por ciento del desplazamiento) de dos embarcaciones de distinto desplazamiento, hasta un número de Froude de 0,4, esta resistencia es muy similar. A partir de este valor, la resistencia del modelo pesado aumenta con una pendiente muy significativa mientras el modelo ligero presenta un punto de inflexión.

Se deduce fácilmente que el desplazamiento es un parámetro muy importante para la resistencia residual. Para unas velocidades hasta un número de Froude de 0,45, la resistencia residual es aproximadamente proporcional al desplazamiento y hasta un cierto valor del número de Froude se puede expresar como un porcentaje del desplazamiento independientemente de las formas. Conviene señalar que estos comentarios se realizan a igualdad de números de Froude, lo que debe entenderse que si se comparan dos embarcaciones de diferente tamaño, a la de mayor tamaño le corresponde una velocidad mayor.

Los barcos de la clase V.O.60 tienen limitada la eslora por la fórmula antes mencionada y el desplazamiento está limitado por un mínimo de 13500kg para una condición definida en la regla. Por tanto podemos deducir

de lo dicho hasta ahora que nuestra prioridad será alcanza el menor desplazamiento.

Como punto de partida óptimo podemos fijar los siguientes datos:

$$L_{wl} < 17.344m$$

$$\Delta > 13500kg$$

$$\nabla > 13.171m^3$$

Mientras como se ha visto el desplazamiento es el elemento más significativo en la determinación de la resistencia residual, otros parámetros relacionados con las formas pueden hacer cambiar esta resistencia, para un determinado desplazamiento, hasta un 20%. A continuación se comenta la influencia de algunos de estos parámetros.

- Relación Eslora/Desplazamiento ($L_{wl}/\nabla^{1/3}$)

Una alta relación eslora/desplazamiento tiene una influencia negativa en la resistencia en la zona de velocidades bajas, en donde la resistencia viscosa alcanza una significativa preponderancia. Sin embargo, una cierta velocidad no se puede alcanzar si esta relación no alcanza un cierto valor. En la literatura sobre el tema se puede leer un valor para esta relación de 5,7 si se quiere sobrepasar la barrera que representa un número de Froude de 0,45. Cuanto mayor sea esta relación, mayor velocidad se puede alcanzar.

En esta fase de proyecto se ha calculado que una cifra preliminar de eslora máxima será $L_{wl}=17.344$ y el desplazamiento mínimo será de 13.5 tm por tanto tendremos un ∇ de 13.171 m³ con estos valores en teoría seríamos capaces de alcanzar relaciones $L_{wl}/\nabla^{1/3}$ de hasta 7.344 Valor que dice mucho de este tipo de diseños, con gran capacidad para alcanzar velocidades elevadas, como se demostró en la regata de este año donde se supero el record de velocidad media en 24h para monocascos de ese tamaño, alcanzándose una media de algo más de 20 Knt durante 24h. Siendo las puntas de Velocidad de hasta 38 Knt. Por tanto para maximizar este parámetro, reduciremos al máximo el desplazamiento y maximizaremos la eslora.

$$L_{wl}/\nabla^{1/3} = 7.344$$

- Coeficiente prismático.

Para las embarcaciones de desplazamientos ligeros que alcanzan el número de Froude de 0.45 el análisis de este coeficiente es más complicado. Para alcanzar altas velocidades hemos de conseguir que se produzcan efectos de sustentación en el casco que reduzcan la resistencia al avance y consigan lo que se da en llamar "planeo" para facilitar esto se recomienda que la parte de popa del fondo sea recta y relativamente

horizontal. La mejor solución es tener una popa de espejo sumergida, como es el caso de las embarcaciones a motor. Pero esta situación no es la más aconsejable en veleros que deben operar en una amplia gama de velocidades. Para cascos con popa de espejo, el valor óptimo del coeficiente prismático se eleva hasta 0.7 para un número de Froude de 1.0, debido a que el espejo debe ser mayor cuando se incrementa la velocidad. En el caso de los V.O.60, se ha visto como la regla tiende a crear barcos de espejo mojado navegando en empopada mientras en ceñidas tienden a mantener seco el espejo, mejorando así las condiciones de navegación en ceñida que no serán las predominantes como se vio en el análisis de la ruta.

No existen reglas exactas para este tipo de embarcaciones; en la práctica, el proyectista debe encontrar un compromiso entre sacrificar las características de ceñida en el rango de las bajas velocidades o usar un coeficiente prismático mayor que el óptimo para obtener un mejor comportamiento en la navegación en empopada.

Como punto de partida vamos a proponer un rango de C_p aceptable:

$$0.54 < C_p < 0.65$$

- Centro de Carena. LCB

Las razones por las cuales el coeficiente prismático debe incrementarse y el centro de carena debe desplazarse hacia popa, al incrementarse la velocidad, deben encontrarse en la resistencia viscosa. Una popa llena incrementa esta componente mientras se reduce la otra componente de la resistencia debido a la formación de olas. Esta reducción es debida al incremento de espesor de la capa límite y la posible separación del flujo lo que conlleva un incremento efectivo de la eslora. Para las velocidades correspondientes a los números de Froude entre 0,40 y 0,45, la componente de olas es predominante y una popa llena es beneficioso mientras que lo opuesto es bueno para bajas velocidades donde la acción de las olas es pequeña.

Para el caso de embarcaciones ligeras la posición óptima del centro de carena depende si es posible que la estampa se sumerja. Si ello es posible, el centro de carena debería desplazarse hacia popa hasta alcanzar valores próximos al 6% de la eslora de la flotación desde la cuaderna maestra, para una velocidad correspondiente a un número de Froude de 1,0 (25 kn para nuestra eslora propuesta). Esto es debido a que el espejo debe incrementarse con la velocidad. Sin embargo, si no es aceptable la existencia de una popa de espejo, el centro de carena debe desplazarse hacia proa con el fin de conseguir una popa plana. En el caso presente podemos diseñar una popa que moje el espejo, por tanto nuestro LCB de partida podría ser 6% de L_{wl} a popa de $L_{wl}/2$

$$5.5\% < LCB < 6.5\%$$

- Relaciones Manga/Calado.

El efecto de este parámetro es también significativo en la resistencia. En la primera Serie de Delft, se ensayaron tres modelos con variación de la manga y manteniendo los demás parámetros. Naturalmente, esta variación conlleva modificaciones en la relación manga/calado. Los resultados obtenidos mostraron que el modelo más estrecho ($Bwl/T = 3.0$) dio los mejores resultados de resistencia hasta una velocidad correspondiente a un número de Froude de 0.375. A partir de este punto, el modelo medio ($Bwl/T = 4.0$) fue el de mejor comportamiento. El buque con mayor relación manga-calado ($Bwl/T = 5.35$) proporcionó el peor comportamiento hasta un número de Froude de 0.40 pero a partir de esta velocidad, su comportamiento superó al buque más fino. Para la gama de bajas velocidades, un incremento de la relación Bwl/T conlleva un incremento de la resistencia residual. En general, el efecto de la variación de la manga es más significativo en la superficie mojada, y por ello en la resistencia de fricción, que en la resistencia residual. Sin embargo el efecto de la manga es más significativo en otros aspectos como puede ser la estabilidad, donde la manga influye en su tercera potencia. También la resistencia añadida debida a las olas se ve incrementada con una manga significativa en proa y una proa llena. Como nuestro buque va a navegar a alta velocidad y con lastre líquido para compensar escoras, hemos de maximizar este coeficiente, para por un lado minimizar la resistencia y por otro lado para mejorar la estabilidad gracias a una gran manga. Dicha manga está limitada por el reglamento en 5.250m. Con datos aparecidos en la revista yate hemos calculado la relación Bwl/T de algunos de los diseños de V.O.60 participantes en la regata pasada. Se han llegado a dar relaciones Bwl/T de hasta 7.5

Para nuestro diseño podemos marcarnos el siguiente límite:

$$7 < Bwl/T < 8$$

Todo lo comentado hasta este momento nos sirve para marcarnos un punto de partida y tomar los siguientes valores y rangos para los distintos coeficientes y medidas.

$$\begin{aligned} Lwl &< 17.34m \\ 3.5m &< Bwl < 4m \\ 0.4m &< Tc < 0.6m \\ 0.55 &< Cp < 0.65 \\ 5.5\%Lwl &< LCB < 6.5\%Lwl \quad (\text{a partir de } Lwl/2) \\ \nabla &> 13.170m^3 \\ 7 &< Bwl/T < 8 \\ Lwl/\nabla^{1/3} &< 7.34 \end{aligned}$$

4. Evaluación de alternativas. Selección de la óptima

Se dispone de un casco base proporcionado por el Ingeniero Naval Manuel Ruiz Elvira. Dicho casco (a partir de ahora llamado "Casco M" pertenece a la antigua clase W60, muy parecida a la actual V.O.60 se han comprobado sus características con el Programa Maxurf y se ha verificado que cumple las exigencias que el reglamento impone en el casco. Para comprobar la bondad de este diseño, se ha decidido hacer una serie de casco, algunos de ellos partiendo de este diseño y otros diseñados por completo por el alumno.

4.1. Técnicas de ensayo

Para ilustrar el camino seguido, se detallará el proceso de análisis para el primero de los cascos evaluados.

Hidroestáticas del casco M.

Casco M		
Desplazamiento	13093.851	kg
Calado	0.5	m
Lwl	17.26	m
Manga en flotación	3.719	m
Superficie mojada	45.328	m ²
Max área de la sección	1.34	m ²
Área de la flotación	42.071	m ²
Cp	0.552	
Cb	0.398	
Cm	0.73	
Cwp	0.655	
LCB desde proa	9.149	m
LCF desde proa	8.82	m
KB	0.314	m

Tabla III

Para el análisis comparativo de los diseños se disponía del CFD desarrollado en la ETSI Navales [8] dicho CFD es un código potencial lineal usado para calcular el oleaje generado por los buques en su avance por aguas tranquilas. En la primera fase de estudio se decidió analizar las distintas carenas con el mismo juego de apéndices, tomado de un barco clase IACC (Fig XII). Dichos apéndices se modificaron para cumplir los distintos requerimientos del reglamento y para poder admitir un lastre de plomo de alrededor de 7000 kg (cifra tomada de la base de datos) con el centro de gravedad lo más bajo posible, (Fig XIII) Se decidió tomar una configuración en T en vez de una en L ya que esta ha sido la elegida por todos los participantes desde la última regata, se usaron fotografías, (Fig XIV) de los modelos actuales para acercar el diseño lo más posible a los barcos ya construidos.

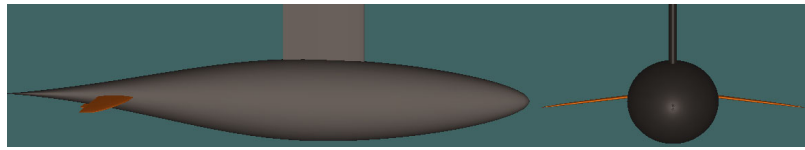


Figura XII



Figura XIII



Figura XIV

Tras la definición de las distintas carenas se procedió a su mallado usando el programa GiD [9] y a la simulación con el CFD a distintas velocidades.

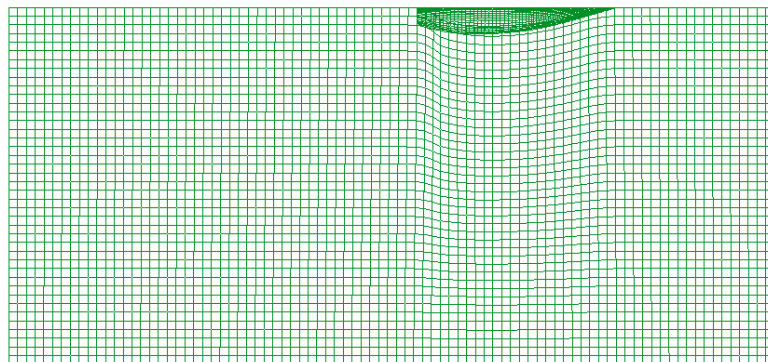


Figura XV

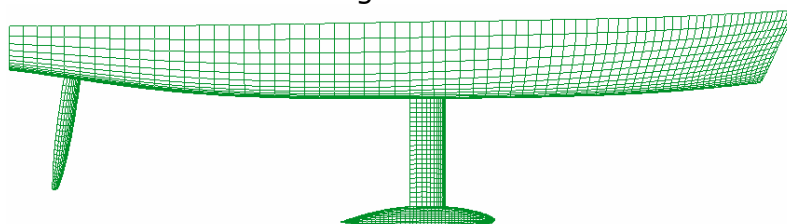


Figura XVI

Los resultados obtenidos con este CFD son:

- Distribución de coeficientes de Presión sobre el casco.
- Deformaciones en la superficie libre.
- Velocidades en la superficie libre y en el casco.
- Cortes de Ola paralelos a crujía.

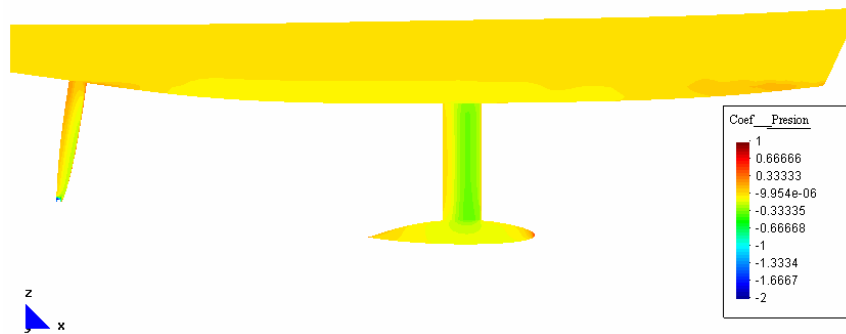
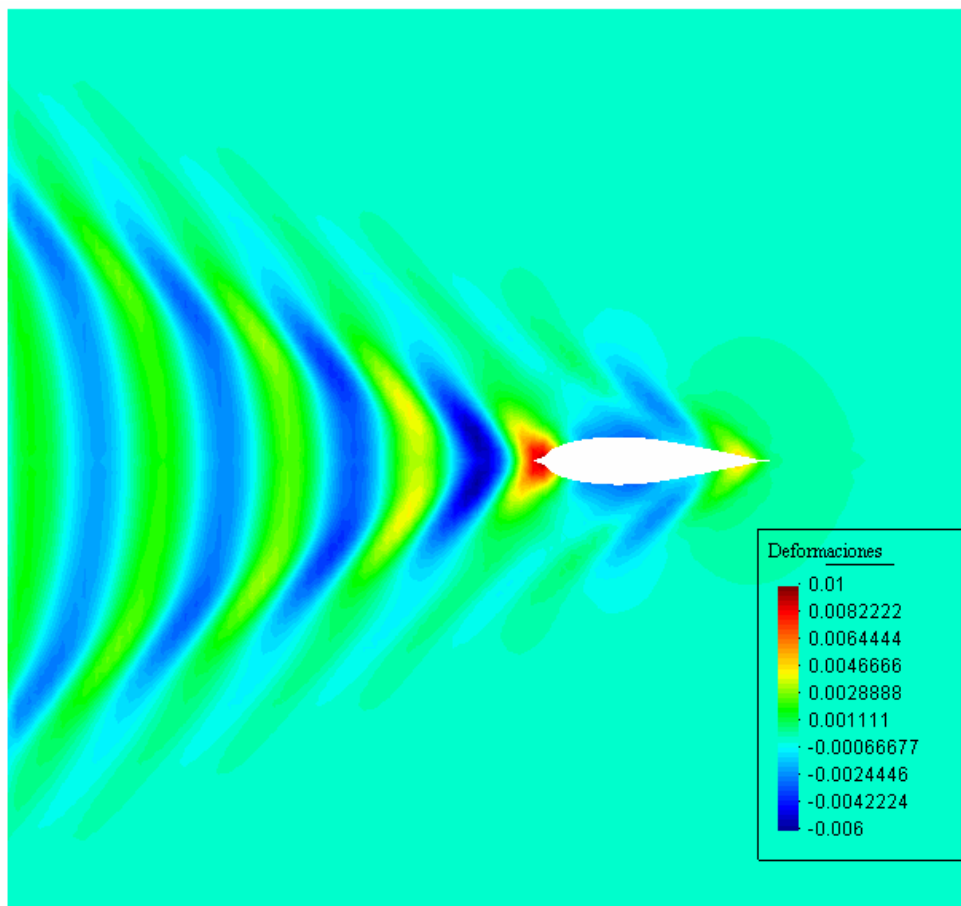
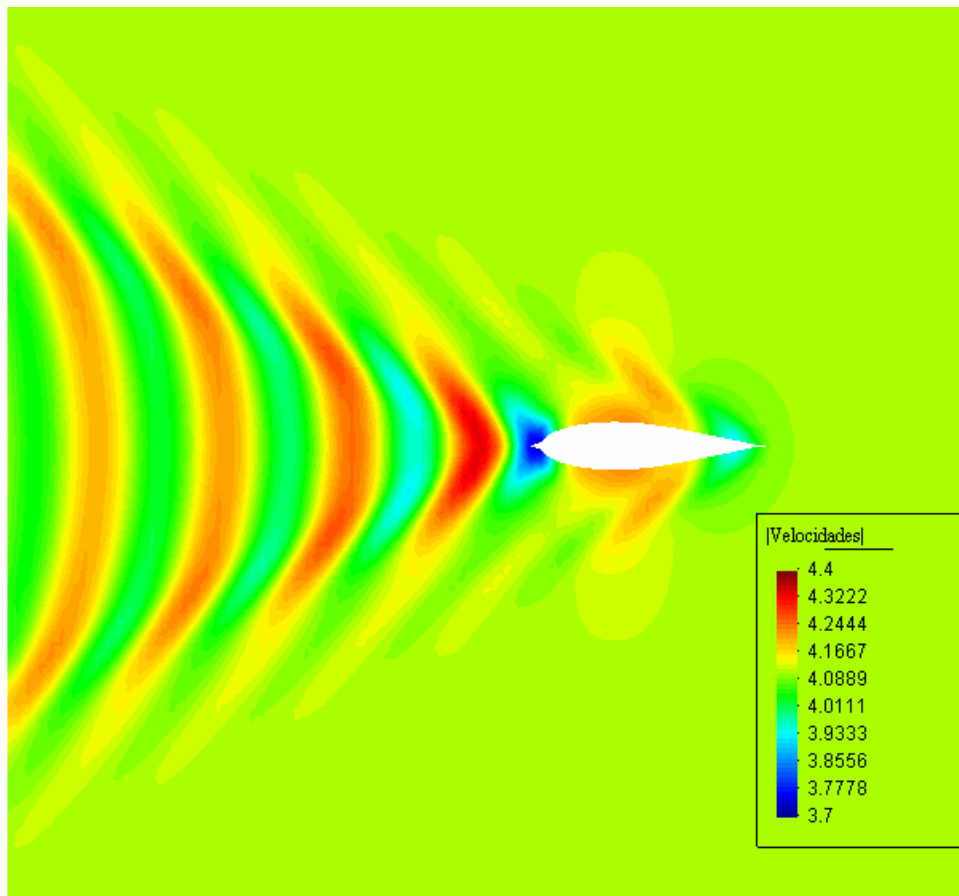


Figura XVII Casco M: Coeficientes de presión



Casco M

Figura XVIII Casco M: Deformaciones de la superficie libre



Casco M
Figura XIX Casco M: Velocidades en la superficie libre

Cortes de ola paralelos a crujía:

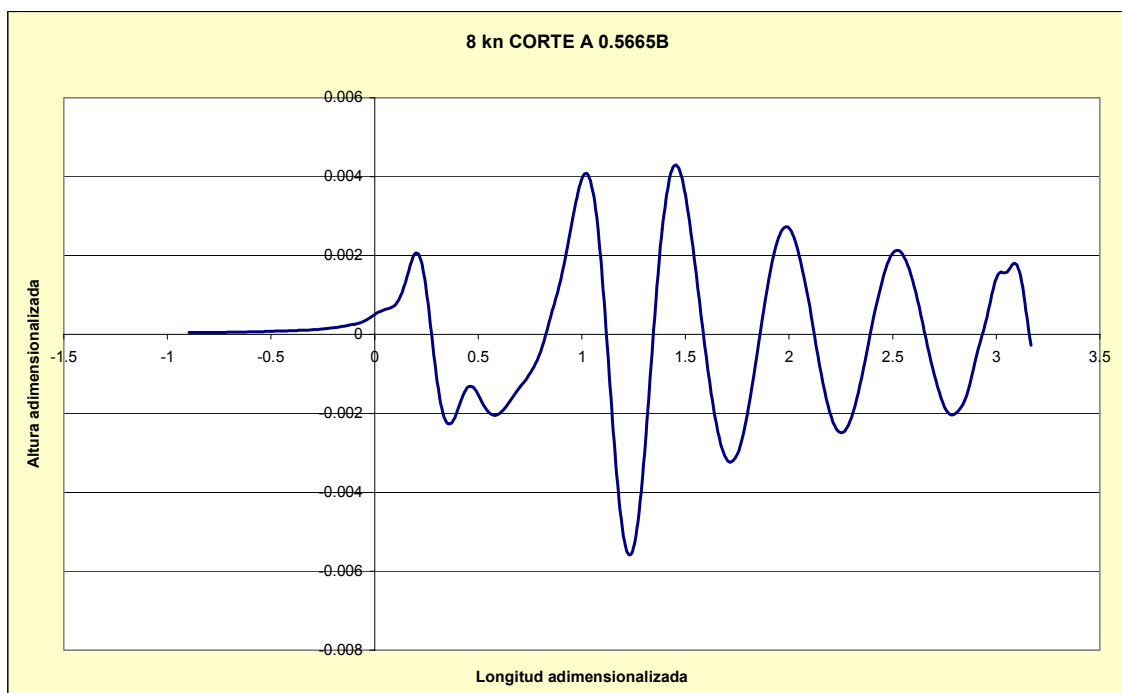


Figura XX

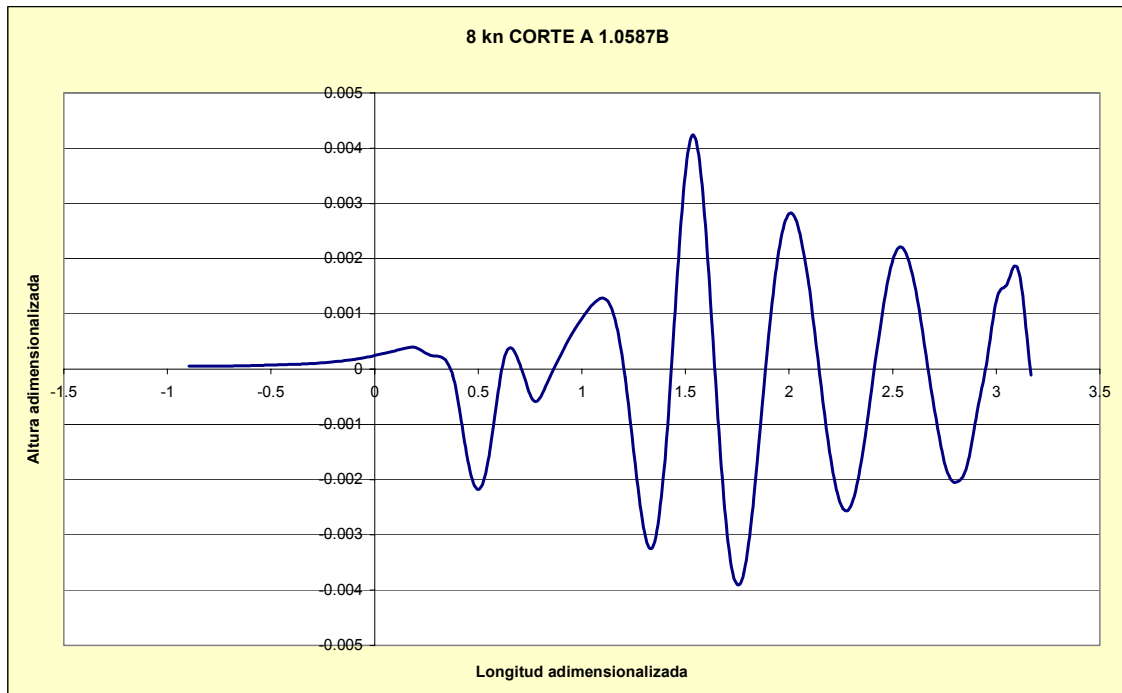


Figura XXI

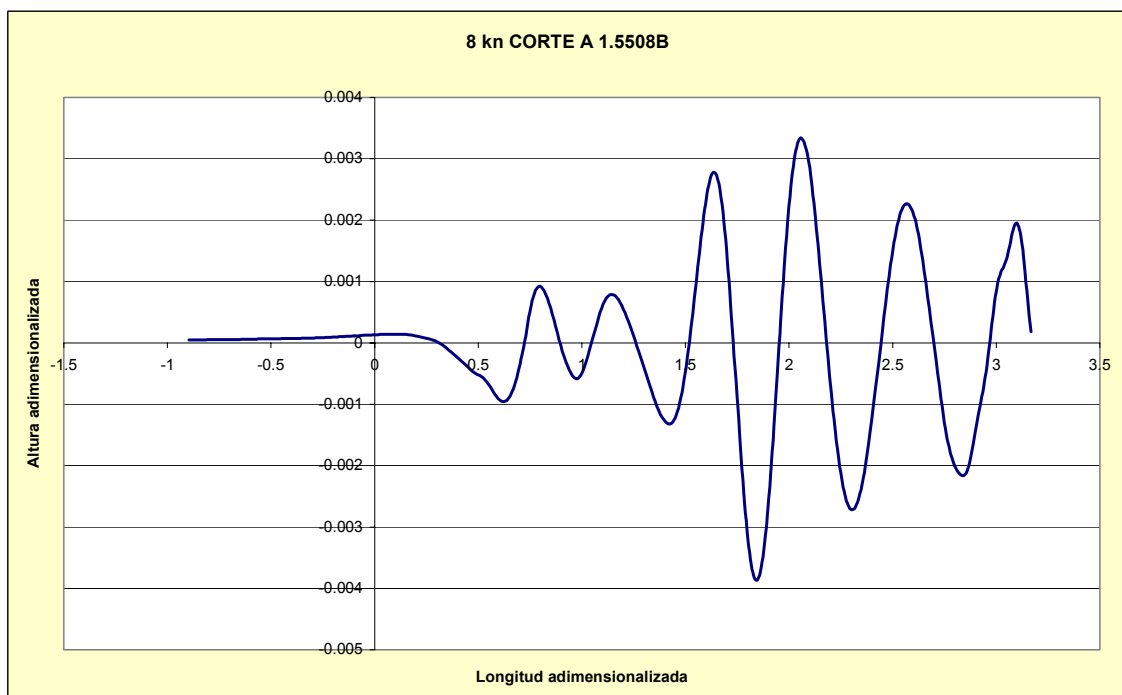


Figura XXII

Estos cortes de olas serán la herramienta fundamental a la hora de evaluar la bondad de un casco respecto a otro.

Los gráficos anteriores muestran los cortes a la superficie libre, paralelamente a la línea de crujía a tres distancias de estas, estas distancias, 0.5665B, 1.0587B, 1.5508B se tomaron en todos los casos para una misma manga de referencia, 5.25m, que es la manga máxima permitida por la regla. De esta forma tenemos una serie de gráficos

comparables entre si. El eje de abcisas representa la dirección longitudinal, proa-popa, de la superficie libre, en estos gráficos se ha adimensionalizado este eje, de tal forma que la abcisa 0 corresponde a la perpendicular de proa y la abcisa 1 corresponde al punto más extremos a popa. El eje de ordenadas se ha adimensionalizado, dividiendo cada altura de ola por una eslora genérica, en este caso 17.4 m para que sean comparables todos los cascos.

Debido a que la resistencia por formación de olas esta relacionada directamente con la altura de olas generada, podremos saber si un casco tendrá mayor o menor resistencia por formación de olas estudiando sus cortes de ola. Para facilitar este estudio se ha calculado un dato a partir de estos cortes, se ha realizado la integración de estos cortes de olas para calcular el área entre el eje de abcisas y los cortes, sumándose estas áreas de los tres cortes para cada casco y cada velocidad, de esta forma podremos evaluar numéricamente cual de los cascos genera menores olas. Este dato no es en absoluto extrapolable a ninguna resistencia, pero ayuda a conocer cual de los diseños es mejor.

4.2. Selección de la carena Base. Cascos ensayados

Durante la fase de selección de carena se ensayaron un total de 6 Carenas diferentes

Cascos	D	LWL	BWL	T	WSA	LCB	COEFICIENTES			LWL/BWL	Bwl/Tc	LWL/D ^{1/3}
							Cp	Cb	Cm			
	(Kg)	(m)	(m)	(M)	(m ²)	(%)						
M	13094	17.260	3.719	0.500	45.328	-6.286	0.552	0.398	0.730	4.641	7.438	7.383
A	12799	17.294	3.927	0.446	49.224	-5.019	0.539	0.412	0.815	4.404	8.805	7.454
AA	12801	17.348	3.837	0.440	47.984	-4.133	0.552	0.426	0.811	4.521	8.720	7.477
B	12670	17.450	3.819	0.424	48.320	-3.559	0.564	0.437	0.811	4.569	9.007	7.547
C	12706	17.307	3.800	0.430	48.415	-3.296	0.571	0.439	0.812	4.554	8.837	7.478
D	12733	17.298	3.696	0.465	47.622	-2.370	0.592	0.418	0.790	4.680	7.948	7.469

Tabla IV

- Casco M: La primera carena ensayada fue la llamada M proporcionada por el Ingeniero Manuel Ruiz de Elvira, dicha carena pertenece a la clase WO60, anterior a la VO60 pero muy parecida a esta. Lo primero que sorprende de esta carena es su relativamente baja relación manga/calado, Para este tipo de buques es fundamental una gran manga para obtener una buena estabilidad. También se pensó que vistos los datos de la base de datos, se estaba en condiciones de aumentar el lastre fijo y por tanto se decidió en posteriores diseños reducir el volumen de la carena para aumentar el volumen de lastre repartido entre quilla y bulbo. De tal manera que el desplazamiento de la carena desnuda rondase los 12700 kg de esta forma dispondríamos de 0.780 m³ para alojar los apéndices. Para calcular cuanto lastre supondría esta cantidad se midieron los desplazamientos del timón y la quilla a usar.

Timon $\approx 0.0224 \text{ m}^3$

Quilla $\approx 0.1355 \text{ m}^3$

De esta forma dispondríamos de 0.6226 m^3 para el bulbo. Suponiendo una densidad del plomo de 11.35 tm/m^3 obtendríamos un lastre fijo de 7.01 tm que sumadas a las 0.813 tm que obtendríamos de una quilla completamente de acero nos dan un peso de quilla+bulbo de 7.879 tm algo superior a los 7.5 tm del diseño de Laurie Davidson por tanto se dio cierto margen en los diseños. Los resultados de esta primera carena se vieron con posterioridad que no eran satisfactorios ni en el análisis comparativo con serie DelftIV ni en el análisis con CFD.

- Casco A: Fue la primera toma de contacto con el programa de diseño Maxurf®. Este primer modelo fue completamente desarrollado a partir de una superficie semicilíndrica a la que se fue dando forma hasta que cumplió con los parámetros requeridos por la regla, para tener dichos parámetros siempre visibles, se colocaron marcadores que limitaban la eslora de flotación, los francobordos y la posición de la perpendicular de popa. Para este casco se decidió dar una considerable manga así como un fondo plano que favoreciese el planeo a altas velocidades. Como se ve en la Tabla IV ni siquiera se consigue ajustar el C_p a los valores considerados límites en el estudio previo de los mismos. Pese a todo se decide analizar dicho casco para tenerlo como referencia para futuras pruebas.

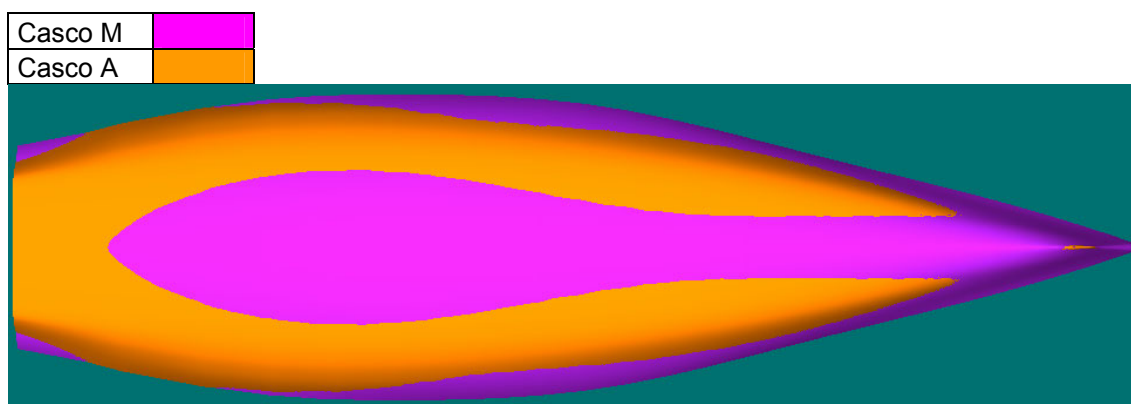


Figura XXIII

- Casco AA: Como su denominación puede dar a entender este casco es una transformación del anterior. En realidad la filosofía del análisis estaba basada en la prueba de un casco, análisis somero de los cortes generados y modificación de alguna característica del casco para así definir el siguiente casco a estudiar. La particularidad de este casco es que la variación del parámetro se realizó con el módulo específico que el Programa Maxurf® tiene para realizar transformaciones paramétricas. El parámetro a variar fue el C_p para así definirlo dentro del rango que se tenía decidido estudiar. Los parámetros que se dieron libres, fueron la manga de flotación y el calado, manteniéndose la eslora de flotación y el desplazamiento. Así se consiguió un $C_p=0.552$ dentro de los valores definidos con anterioridad.

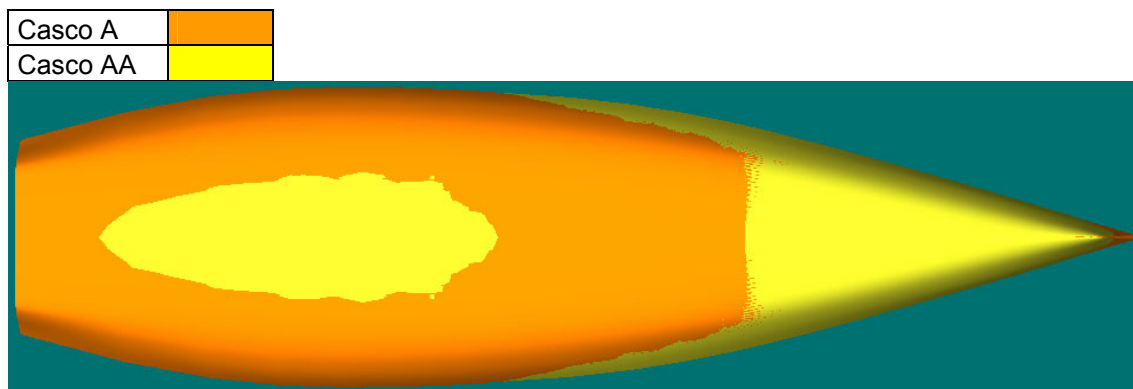


Figura XXIV

- Casco B: Viendo la mejora en la integral de la altura de olas al pasar del casco AA al A, se decide comprobar como se comportaría una carena con mayor C_p , para esto se varían las formas AA hasta conseguir un C_p de 0.564, a su vez se intenta conseguir un casco aun más plano para ello se reduce el calado, intentando mantener una manga parecida al caso anterior, también se aumenta el volumen en Proa para aumentar el C_p . Se llega en esta carena al máximo valor del coeficiente Bwl/T superándose la cifra de 9. Tras el análisis se ve que esta carena se comporta mejor que las anteriores hasta la velocidad de 12 kn a partir de la cual es superada por la A y la AA la serie Delft muestra un comportamiento parecido aunque no refleja la bondad de la carena AA frente a la B a altas velocidades.

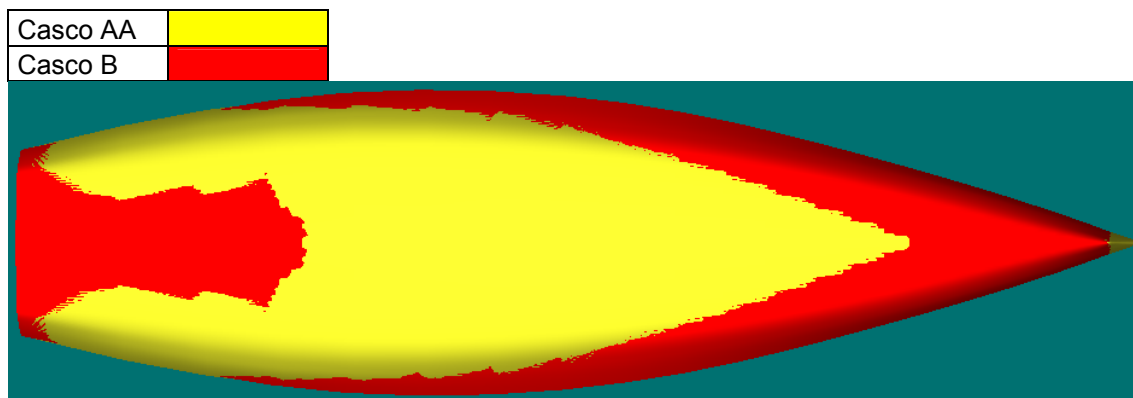


Figura XXV

- Casco C: Siguiendo con la filosofía de variar un coeficiente, variamos de nuevo el C_p para ver hasta donde se puede aumentar dicho coeficiente tan importante en este tipo de buques. Se aumenta hasta los 0.571, para conseguirlo se aumenta aun más el volumen en proa, aumentando el calado de las secciones de proa. Los resultados no hacen prever que el comportamiento de esta carena sea mejor que las anteriores.

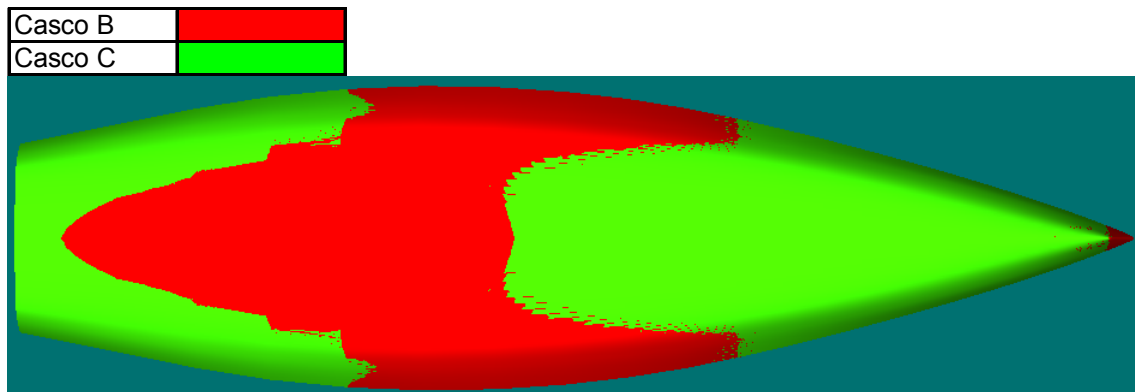


Figura XXVI

- Casco D: Dejamos la línea de aumentar el C_p a base de aplanar el fondo. En este caso queremos un mayor C_p pero para ello aumentaremos el calado y redondearemos los pantoques, consiguiendo así un casco más suave, más cilíndrico. Para conseguir disminuir el C_p hemos tenido que aumentar los calados de las secciones de proa. Aumentando así el volumen de estas secciones. Los resultados son sorprendentes, se consigue unas menores olas y la serie Delft IV también prevé una reducción en la resistencia residual de este casco respecto a todos los anteriores. Solo la carena A parece ser superior en un pequeño tramo a altas velocidades, tanto en los análisis de los cortes de ola como en la serie Delft, (resulta sorprendente la similitud de resultados de ambos métodos, siendo su filosofía totalmente distinta).

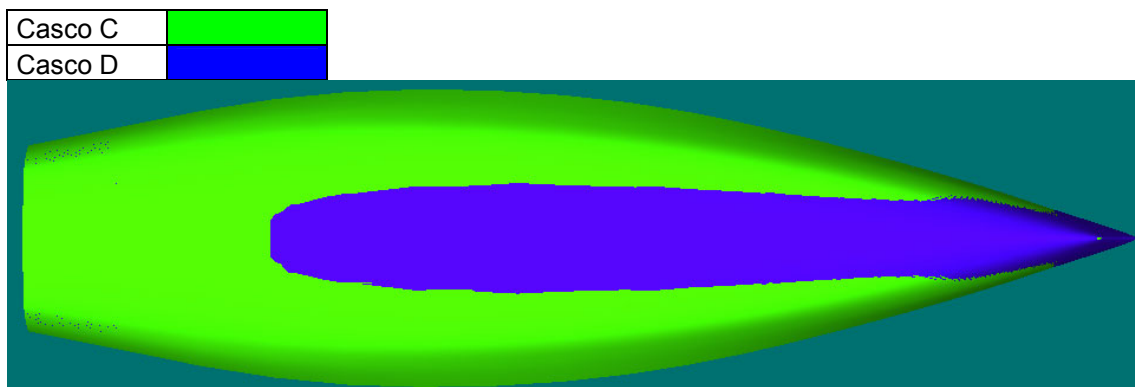


Figura XXVII

- Comparación de todos los cascos creados.

Casco M	
Casco A	
Casco AA	
Casco B	
Casco C	

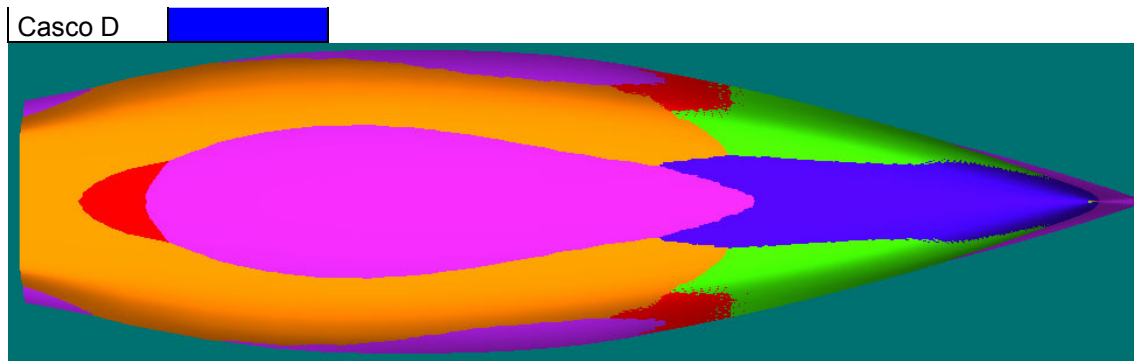


Figura XXVIII

4.3. Matriz de ensayos

Atendiendo a las perspectivas de navegación existentes en la ruta, se seleccionó una matriz de velocidades centrada en la velocidad media esperada de 10.75 kn.

Ya que la versión del CFD usado no tiene implementada la posibilidad de calcular cascos no simétricos, no se pudieron ensayar situaciones con escora y deriva. Sí se ensayaron dos situaciones de deriva, debido a que las máximas velocidades se preveían ser alcanzadas en rumbos con vientos de popa, donde el spinnaker es el que ejerce la mayor parte del empuje, ejerciendo unos empujes que tienden a trimar el barco, levantando la proa. Se decidieron estudiar las carenas con 1 grado de trimado para las velocidades de 12.5 y 14 kn para ver si el comportamiento estudiado en la condición sin trimado se mantenía en esta nueva situación de navegación.

- Velocidad: 8kn, 9.5kn, 11kn, 12.5kn, 14kn.
- Trimados: 0° para todas las situaciones de velocidad y 1° para las velocidades de 12.5 y 14kn, manteniendo los desplazamientos originales.
- Escora: 0° en todas las condiciones de velocidad y trimado.
- Deriva: 0° en todas las condiciones de velocidad y trimado.

4.4. Resultados obtenidos en los ensayos

4.4.1. Resultados para cascos sin trimado

Se presentaran a continuación los gráficos obtenidos del análisis de los casco propuestos con la Serie sistemática Delft IV (Fig XXIX), a continuación aparecen los cortes de ola más próximos al casco para los 5 puntos de velocidad y los 6 cascos (Fig XXX-XXXIV). El siguiente gráfico (Fig XXXV) representa la integración de los tres cortes de ola realizados en cada punto de velocidad y a cada casco, dando una idea de la resistencia por formación de olas de cada carena.

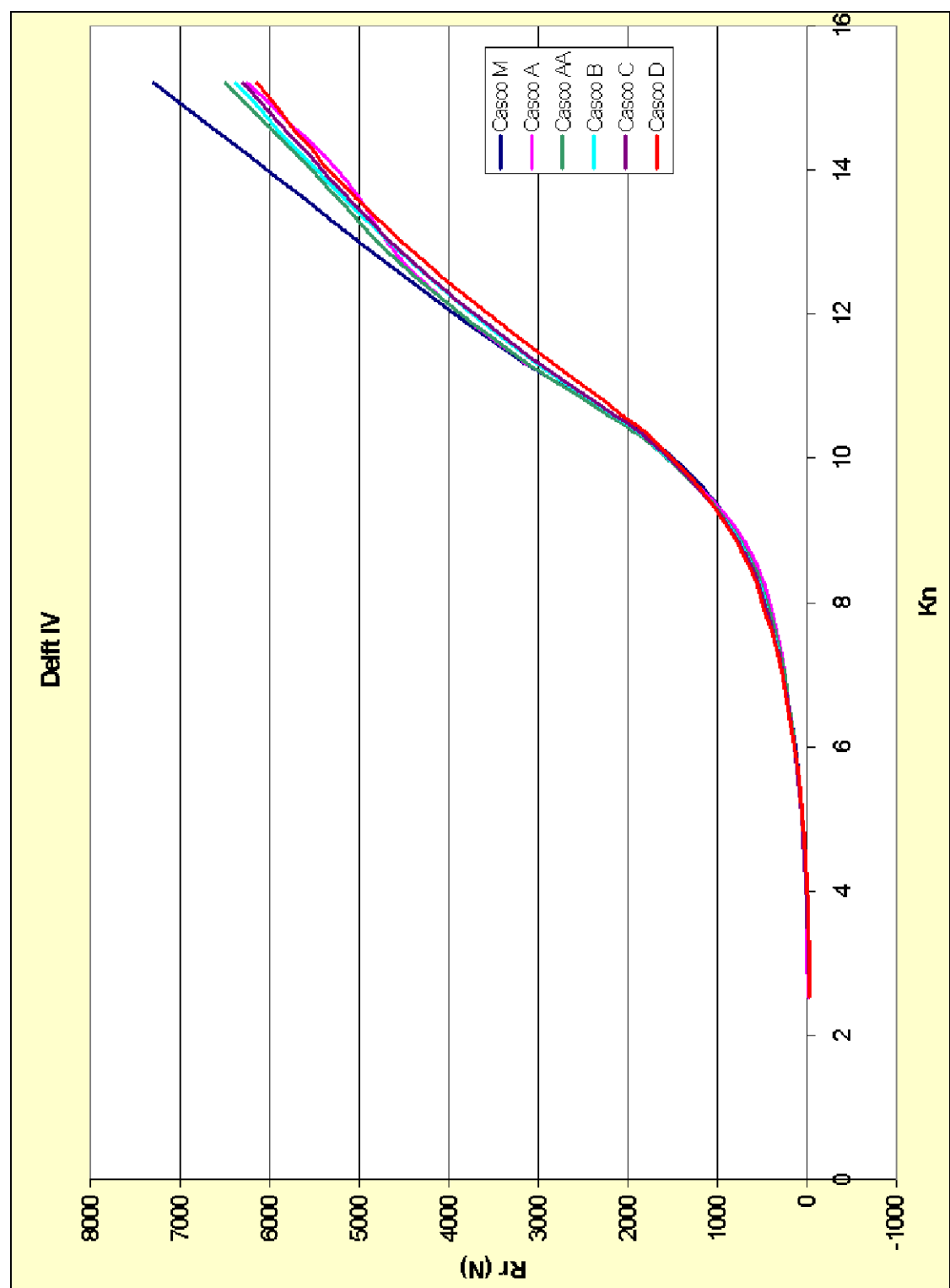


Figura XXIX

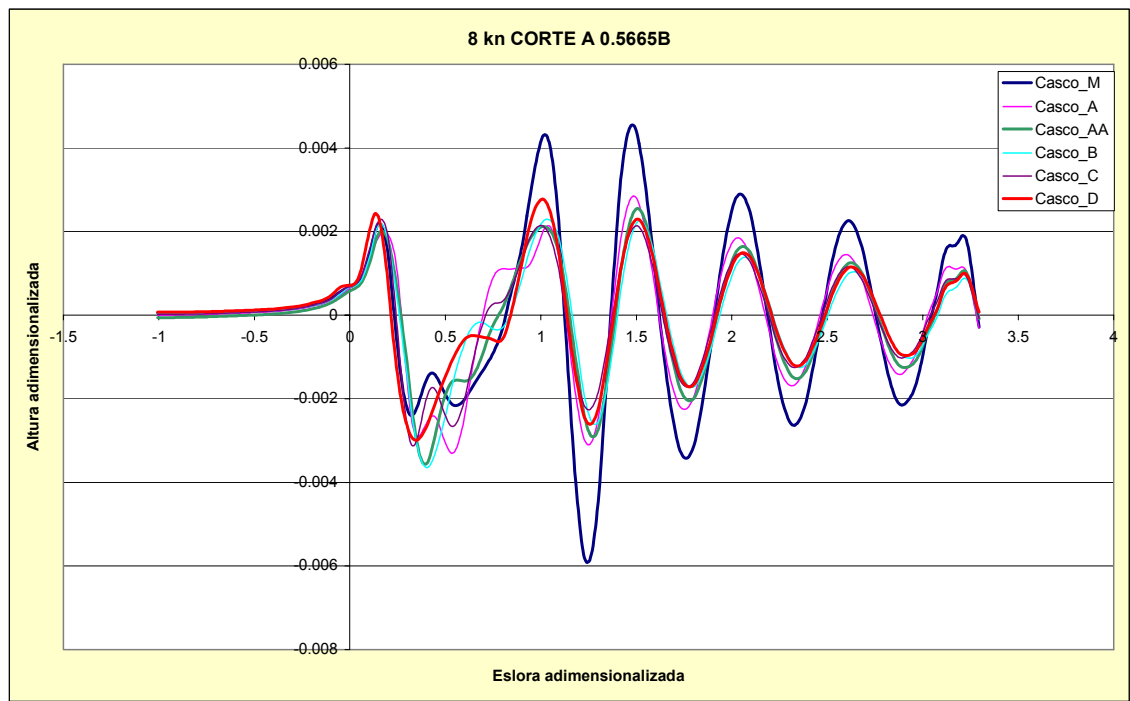


Figura XXX

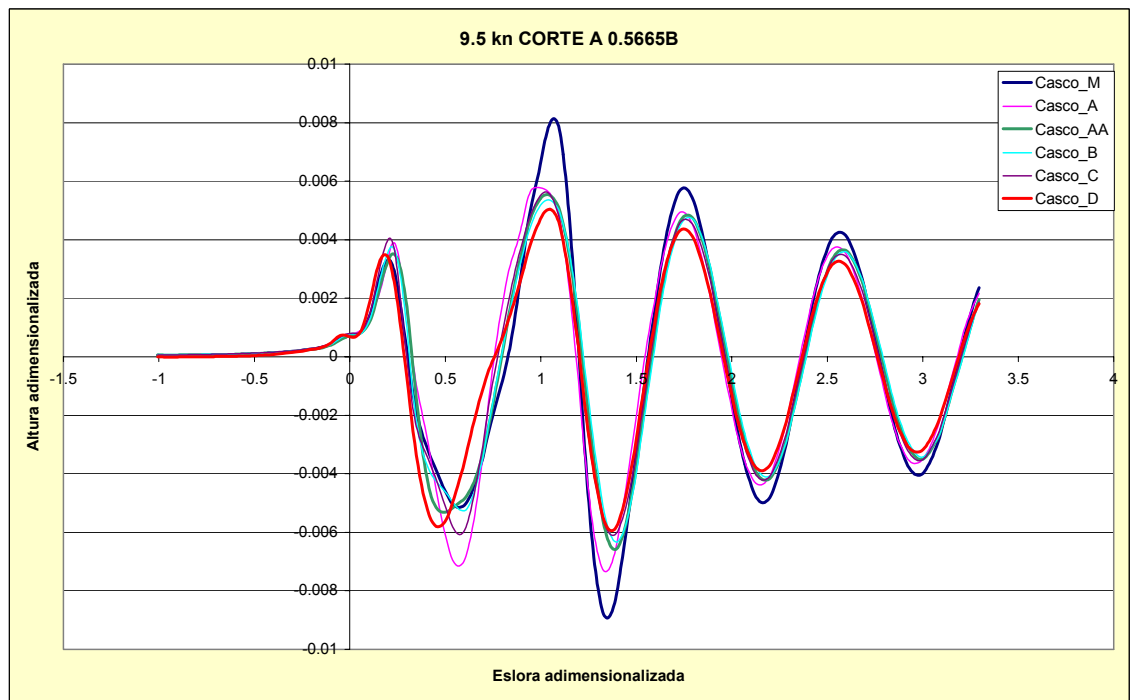


Figura XXXI

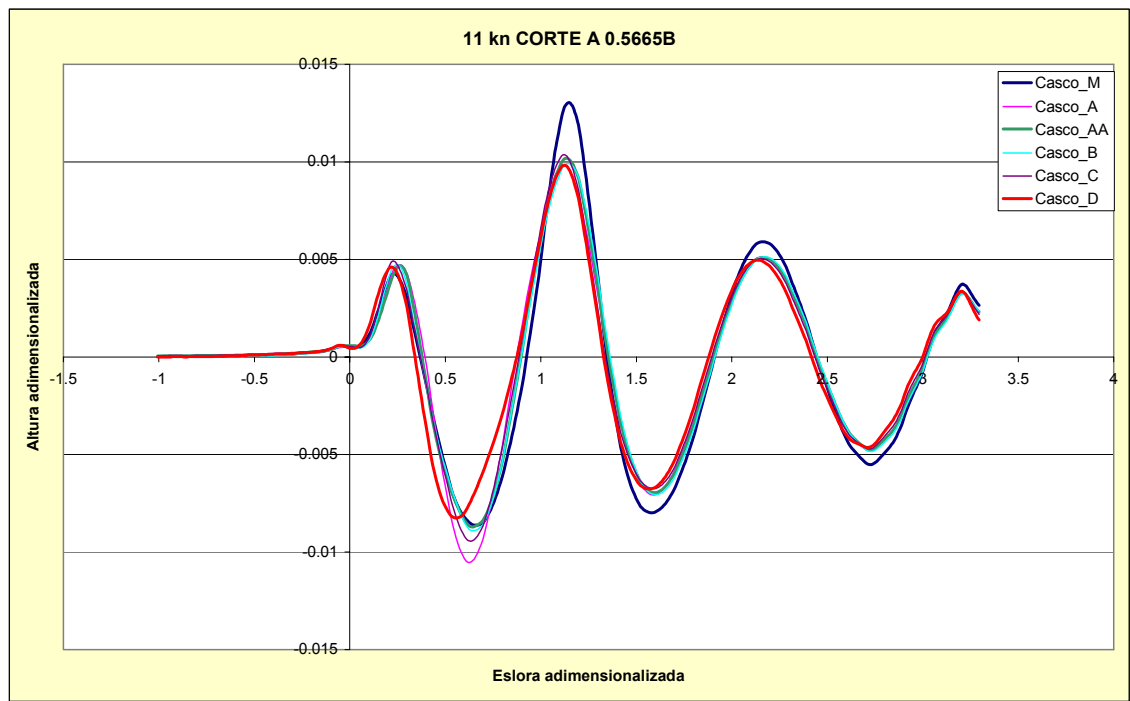


Figura XXXII

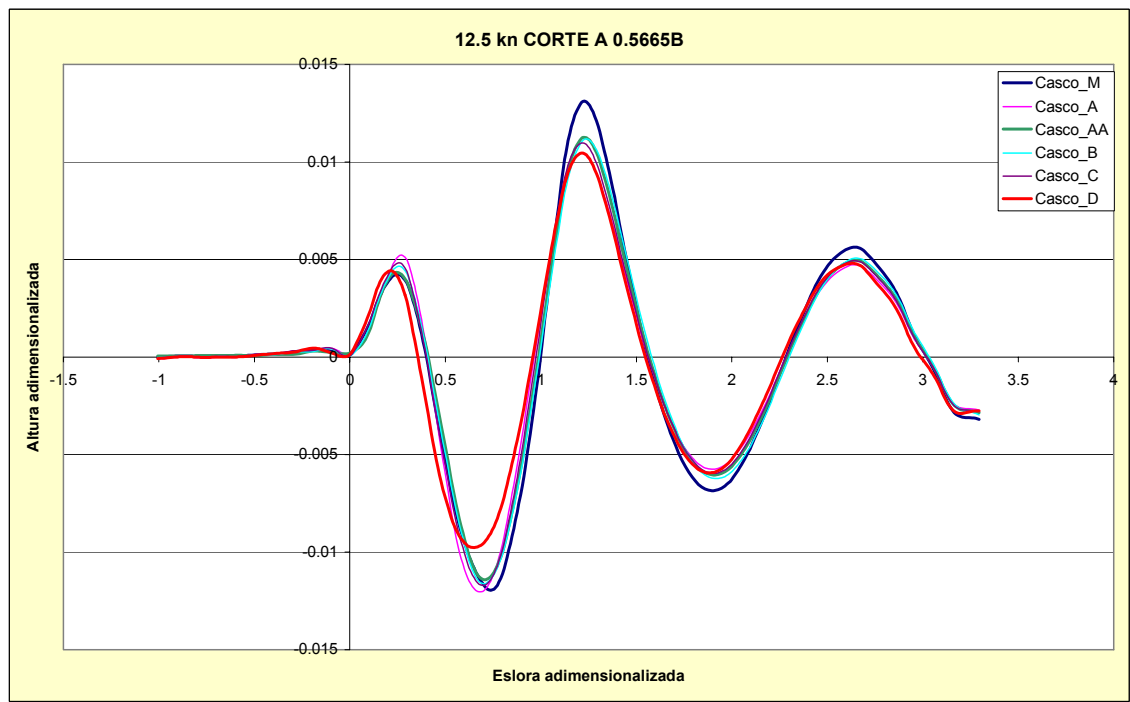


Figura XXXIII

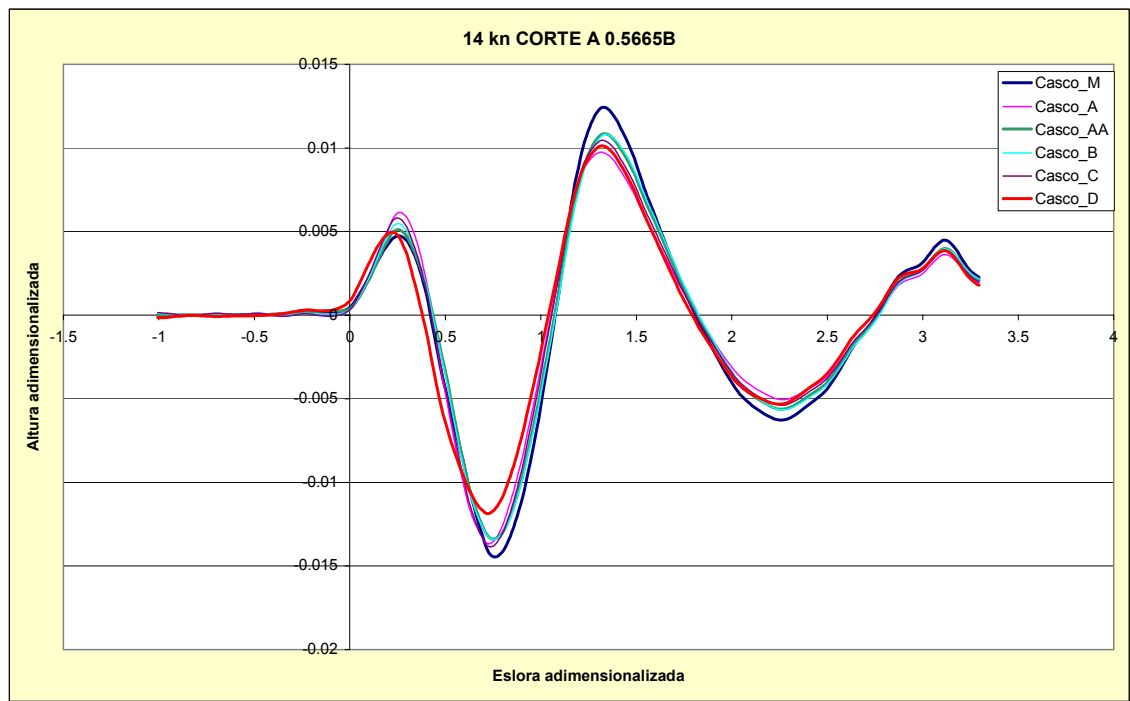


Figura XXXIV

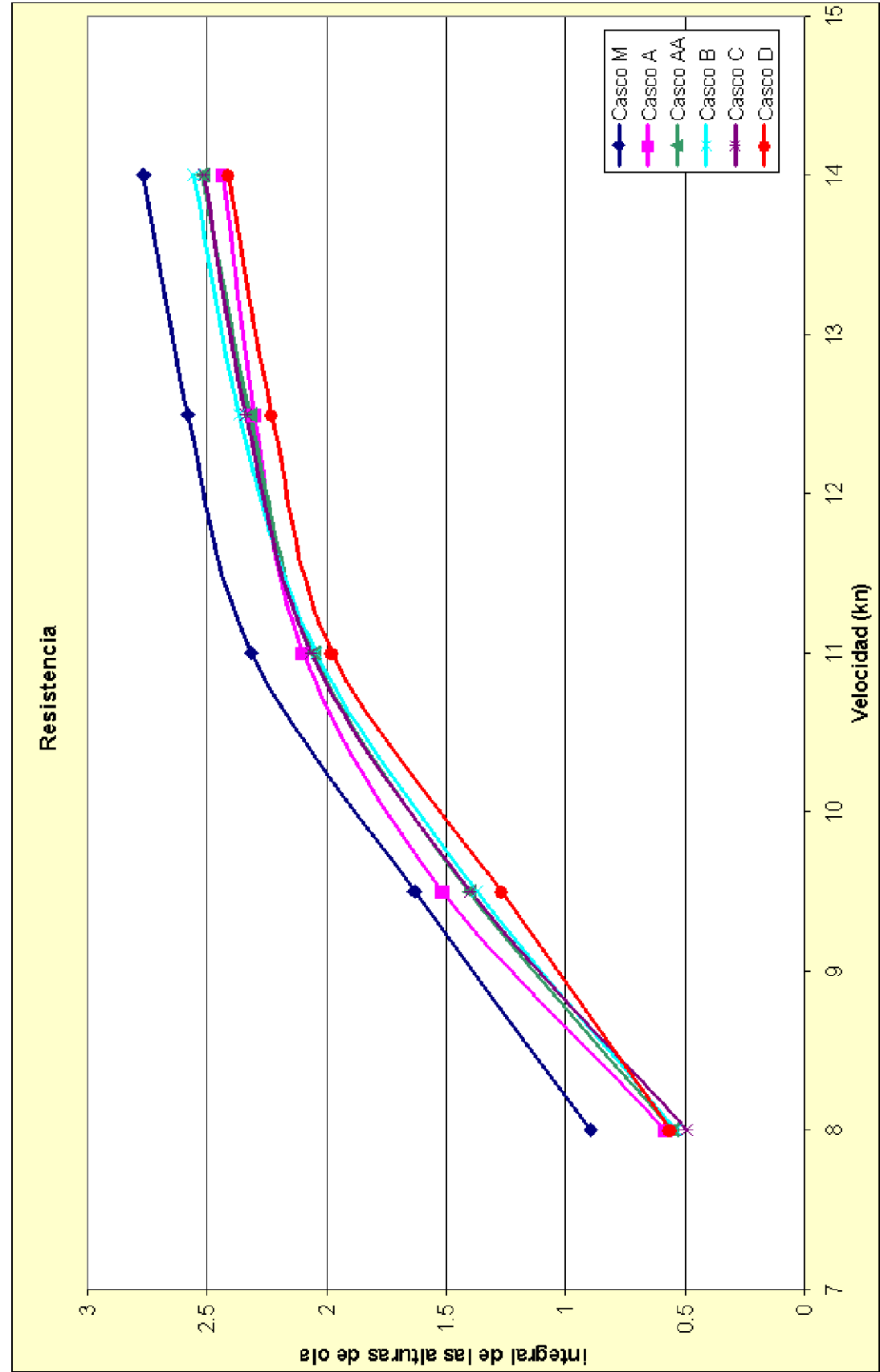


Figura XXXV

4.4.2. Resultados para cascos con trimado

Para los dos puntos de velocidad más alta se presentan los resultados de los análisis con la Serie Delft, así como los cortes de ola más próximos al casco y la integración de todos los cortes de ola para los distintos casos con un ángulo de trimado de 1° (hundiendo la popa).

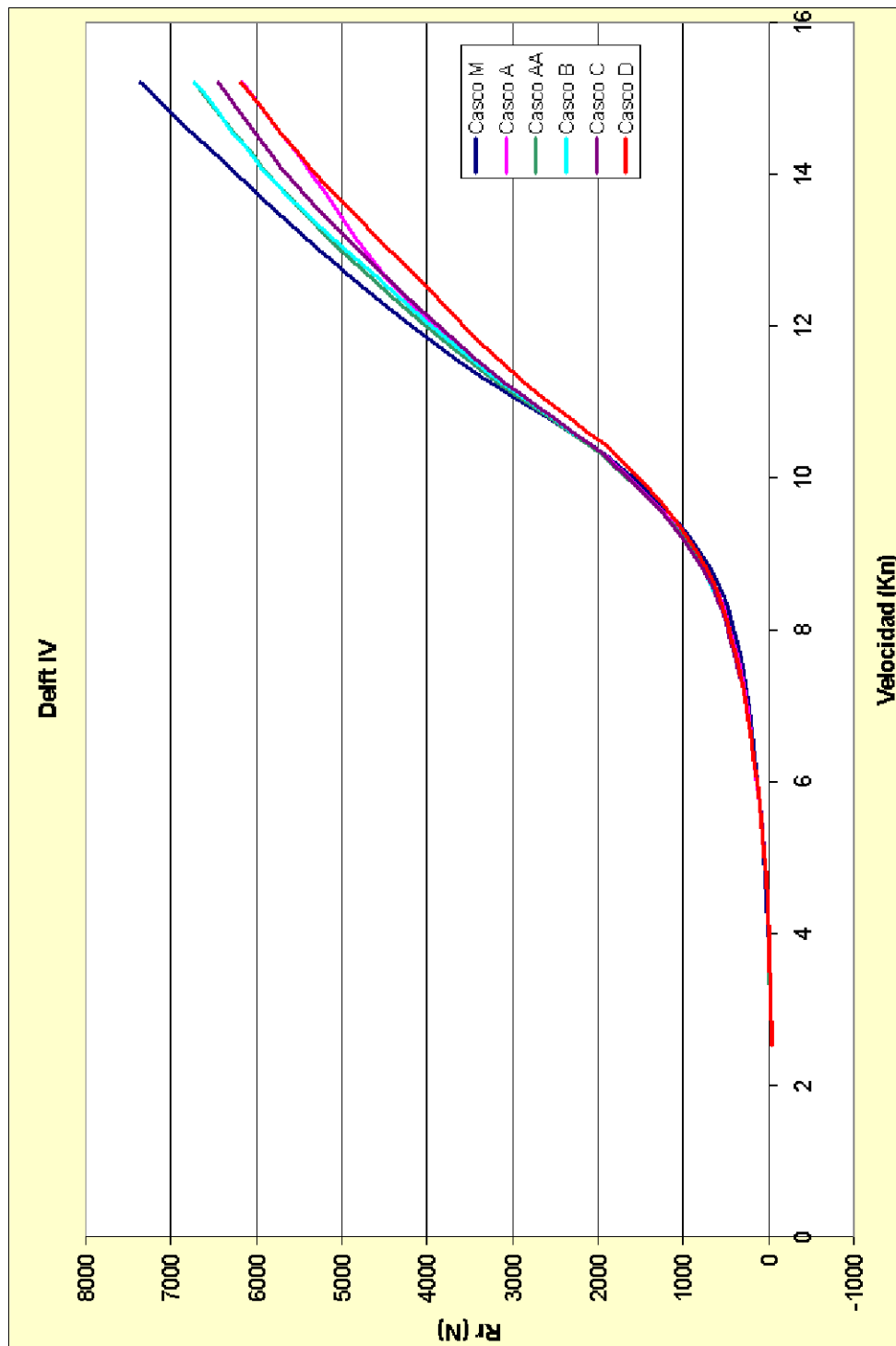


Figura XXXVI

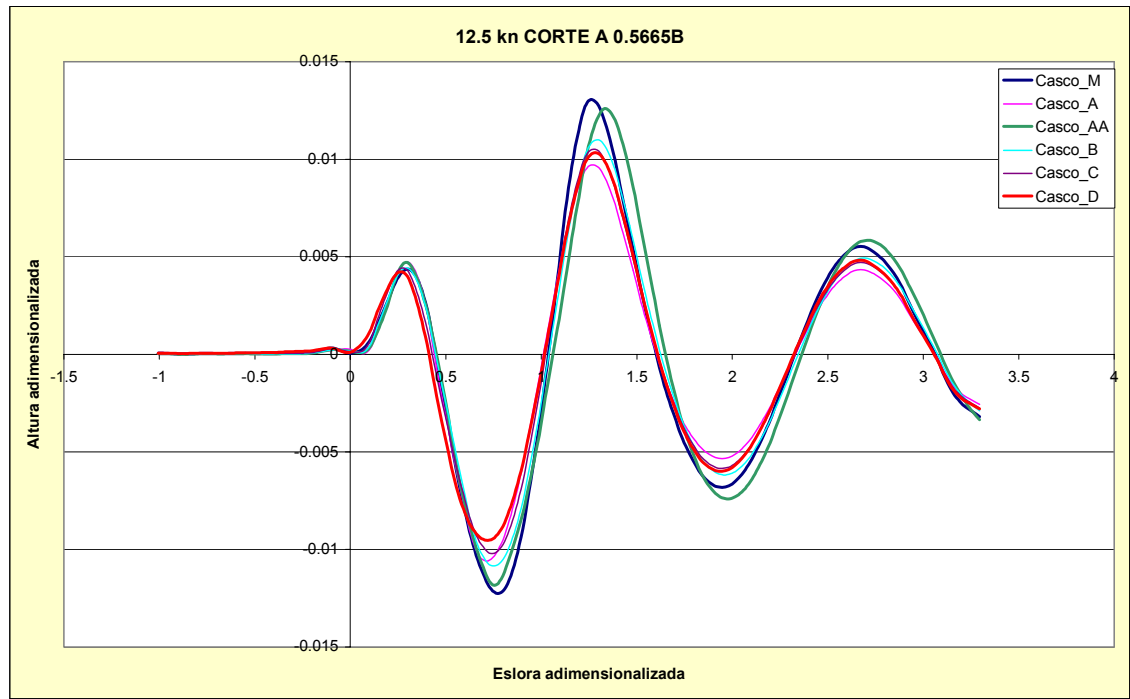


Figura XXXVII

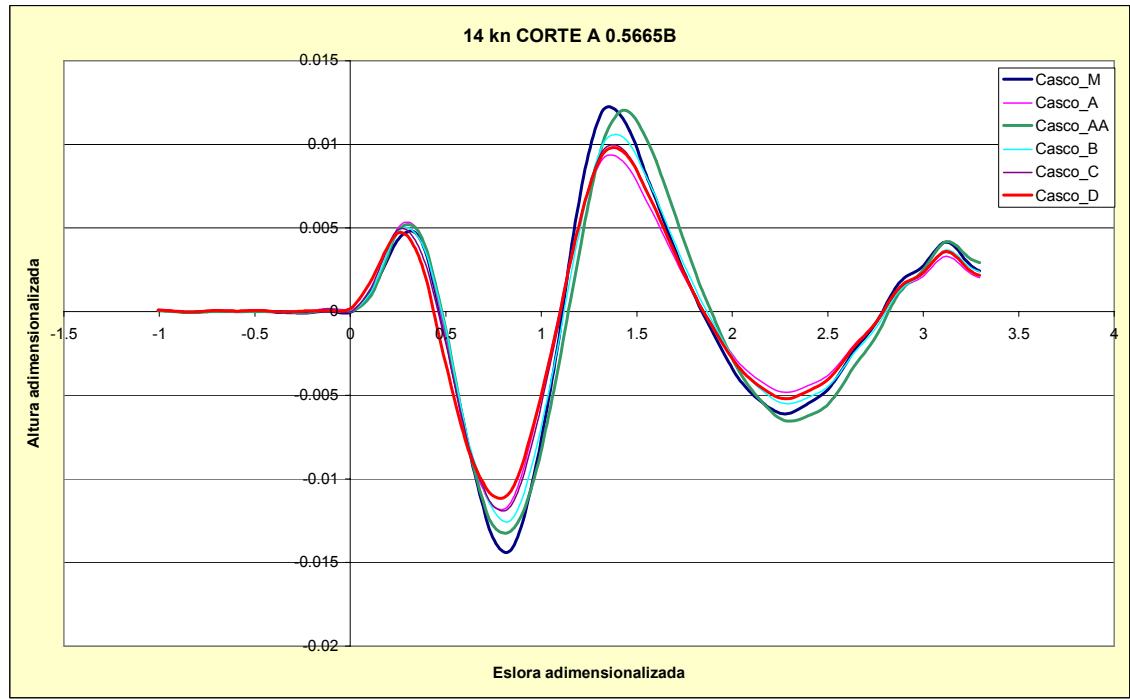


Figura XXXVIII

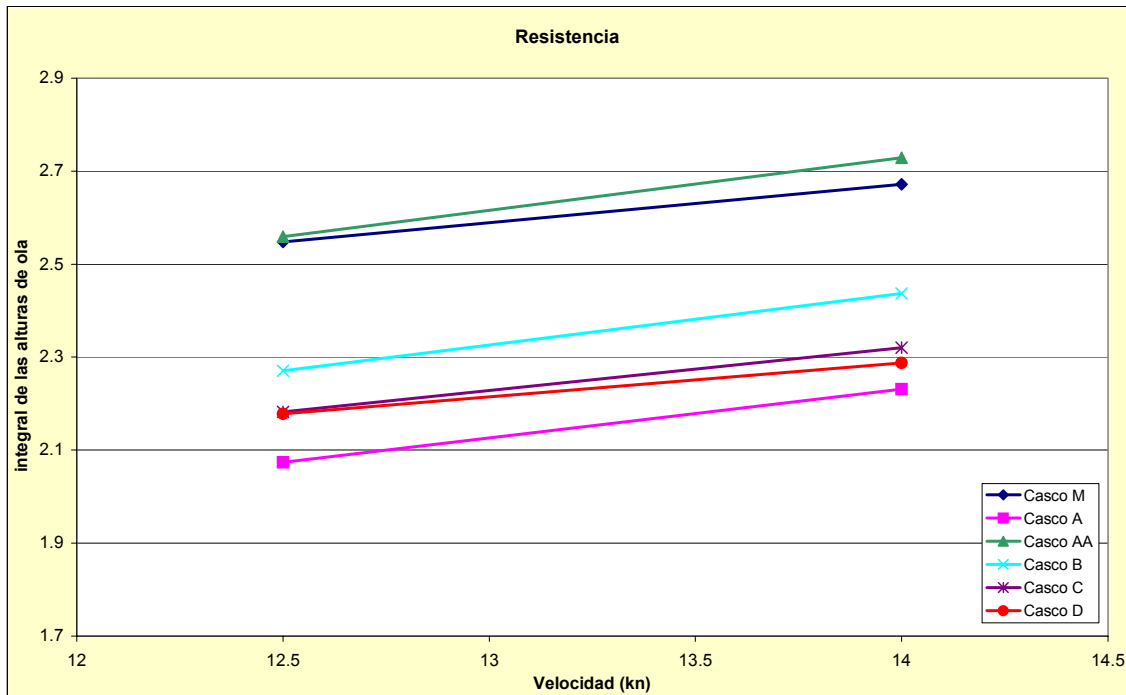


Figura XXXIX

4.5. Análisis de resultados.

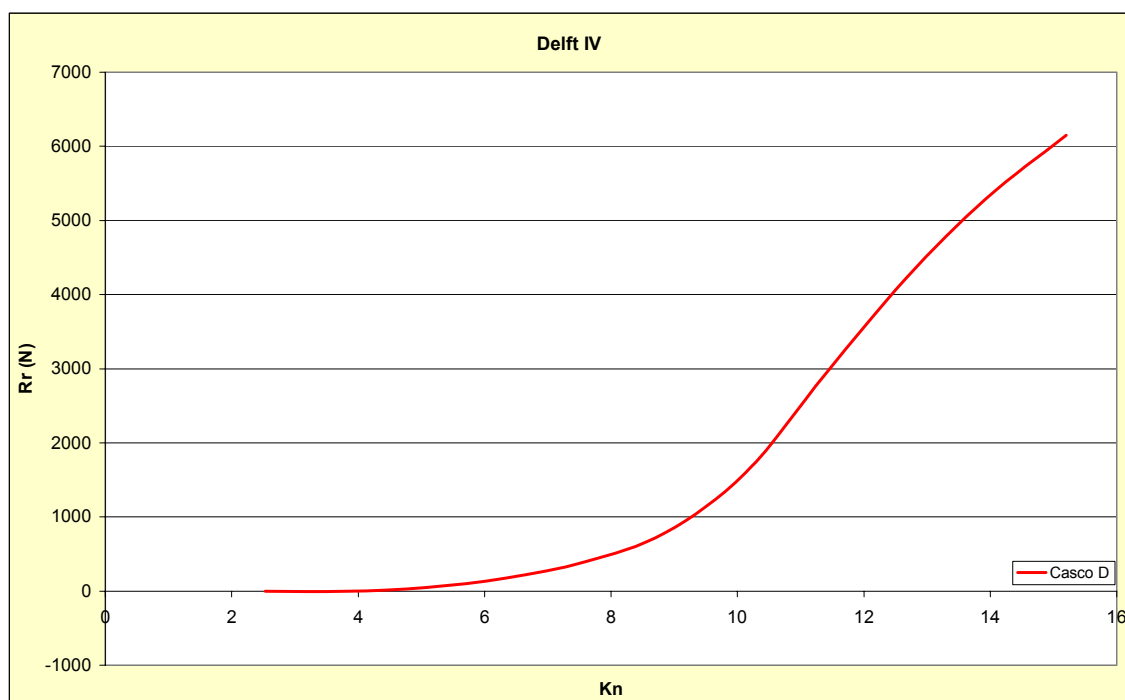
Analizando los resultados aquí presentes, parece claro que la carena D es la que mejor se comporta en términos generales, solo la carena A parece estar cerca en cuanto a olas generadas en la condición adrizada. La serie Delft marca una clara ventaja de la carena D sobre las demás, solo a altas velocidades, parece que la carena A podría igualar a la D.

se ha realizado la integración de estos cortes de olas para calcular el área entre el eje de abscisas y los cortes, sumándose estas áreas de los tres cortes para cada casco y cada velocidad, de esta forma podremos evaluar numéricamente cual de los cascos genera menores olas. Este dato no es en absoluto extrapolable a ninguna resistencia. Cuando analizamos esta integral de los cortes de ola en la condición de 1º de trimado, nos sorprende ver como la carena A supera en condiciones a la D. Esta superioridad no es tal, si comprobamos como en los cortes de olas, la carena D tiene menor altura de ola en el tercio de proa, que donde mejores resultados se obtienen con el CFD usado. Por tanto descartamos la superioridad de la carena A frente a la D.

Con estas conclusiones hemos decidido empezar a trabajar con la Carenas D.

5. Estudio sobre viabilidad técnica de la alternativa seleccionada

Para el casco que hemos tomado como base (Carena D), se presentan los datos de Resistencia residual, para el casco desnudo. Estos resultados se obtienen de la misma manera que los presentados para el conjunto de casco, usaremos la Serie sistemática Delft IV.



6. Nomenclatura de medición.

En esta sección aparecen la descripción de todas las abreviaturas que se usan en el documento de la clase VO60, y que mantendremos en el presente proyecto para unificar vocabulario.

Descripción de abreviaturas (los números hacen referencia a los párrafos donde se encuentra la explicación dentro del documento The Volvo Ocean 60 rule 2000 [1]).

AGS	Estación del alunamiento en popa	3.1.6
AP	Punto de referencia a popa	3.1.9
AWC	Corrección de peso auxiliar	5.8.1
BAS	Botavara por encima de cubierta	9.4.2
BD	Diámetro de la botavara	9.4.1
BL	Longitud del bauprés	9.5.2
BMAX	Máxima manga	3.1.7
DHO	Altura del margen de cubierta	3.4.1
DMS	Calado medido	3.5.1
DSPL	Desplazamiento	6.3.2
EWD	Distancia del peso del motor	5.3.1
FAM	Francobordo a popa	6.2.3
FFM	Francobordo a proa	6.2.2
FFS	Estación de francobordo a proa	3.1.4
FO	Margen a proa	3.3.1
FRP	Punto de referencia del francobordo	3.1.9
FSP	Perpendicular del estay	9.8.4
FWP	Plano de flotación	2.1.2
GLA	Longitud de alunamiento a popa	3.2.1
GLP	Punto de longitud de alunamiento	3.1.10
HB	Tabla de gratil de la mayor	9.9.1
HW	Semiancho del foque	9.8.3
IG	Altura del triangulo de proa	9.3.2
J	Base del triangulo de proa	9.5.1
L	Eslora de medición	4.1.1
LC	Corrección de la eslora de medición	4.1.2
LCB	Centro de flotación longitudinal	7.2.1
LCG	Centro de gravedad longitudinal	7.2.1
LL	Longitud del gratil	9.8.1
LLA	Límite de eslora a popa	3.1.1
LLF	Límite de eslora a proa	3.1.1
LM	Eslora de medición	3.1.8
LP	Perpendicular del gratil del foque	9.8.2
MCO	Margen del puño de escota	9.9.3
MG	Ancho de la mayor	9.9.2
MLS	Estación a media eslora	3.1.5
P	Altura media vertical	9.3.1
RPS	Rango de estabilidad positiva	7.2.2
SAF	Superficie vélica del triangulo de proa	9.13.1
SAM	Superficie vélica de la mayor	9.14.1

SAS	Superficie vélica del spinaer	9.15.1
SASC	Máxima superficie del spinaer	9.16.1
SATC	Máxima superficie libre	9.16.1
SFS	Pujamen del spinaer	9.11.1
SG	Gravedad específica	6.1.2
SLE	Longitud de la baluma del spinaer	9.11.4
SLU	Longitud del gratil del spinaer	9.11.3
SHW	Semiancho del spinaer	9.11.2
SPL	Longitud del tangón del spinaer	9.5.2
STP	Punto del puño de amura del spinaer	9.5.2
TPS	Punto del puño de amura en cubierta	9.5.2
VCG	Centro de gravedad vertical	7.2.1
WLF	Nivel de la línea de flotación a proa	2.1.3

6.1. Otras abreviaturas usadas en este documento

Bwl	Manga de flotación	Waterline Beam	m
Bwl/Tc	Relación manga calado		
Cp	Coeficiente prismático		
Ct	Coeficiente de resistencia total		
IMS	International Measurement System		
LCB	Centro de flotación longitudinal		%Lwl a proa de Lwl/2
Lwl	Eslora de flotación		m
$L_{wl}/\nabla^{1/3}$	Relación eslora Desplazamiento		
RAO	Operador de respuesta en amplitud		
Tc	Calado del casco sin apéndices		m
VPP	Programa de predicción de velocidad		
∇	Volumen de desplazamiento		m ³
Δ	Desplazamiento		kg

7. Referencias

- [1] Volvo Event Management UK Ltd. «The Volvo Ocean 60 Rule 2000», 2001.
- [2] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. ONNINK, R. «The Delft Systematic Yacht Hull (Series II) Experiments» The Tenth Chesapeake Sailing Yacht Symposium, 1991, pp 27-39.
- [3] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. VERSLUIS, A. «Sailing Yacht Performance in Calm and in Waves» The Eleventh Chesapeake Sailing Yacht Symposium, 1993, pp 233-245.
- [4] MCRAE, B. «Windward Performance of the AME CRC Systematic Yacht Series» RINA International Conference on The Modern Yacht, Portsmouth, UK, March 1998.
- [5] ALAEZ, J.A. CARRILLO, E.J. RUIZ DE ELVIRA, M. «Copa América. Ensayos de Veleros: Metodología de Ensayos e Influencia de Parámetros en la Selección de la Carena» XXXVIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, Barcelona, Noviembre 2000.
- [6] CLAUGHTON, A.R. WELLICOME, J.F. «Sailing Yacht Design (Theory)». Longman. 1998.
- [7] LARSSON, L. Y ELIASSON, R.E. «Principles of Yacht Design» (2º Edición). Adlard Coles Nautical, Londres 2000.
- [8] SOUTO, A., «Nuevas herramientas de diseño de formas de buques basadas en códigos de flujo potencial». Tesis Doctoral. Departamento de Arquitectura y Construcción Navales. E.T.S.I. Navales. U.P.M Madrid. 2001.
- [9] Centro Internacional para métodos numéricos en Ingeniería, CIMNE. GiD Manual de Utilización.
- [10] ROBERT MCNEEL & ASSOCIATES. Rhinoceros Nurbs modeling for Windows. User Manual. 1993-2001.
- [11] WWW.2002.volvooceanrace.org
- [12] WWW.knmi.nl

1. Análisis previo de la calidad de las formas base adoptadas	2
1.1. Estimación del centro de gravedad	2
2. Coeficientes de bloque, de la maestra y de la flotación	5
3. Creación o derivación de formas	6
3.1. Creación del casco	6
3.2. Creación de los apéndices	6
3.2.1. Creación de la quilla	6
3.2.2. Creación del timón	7
3.2.3. Posición de los apéndices	7
3.2.3.1. Parámetros del sistema vélico	7
3.2.3.2. Cálculo del centro de esfuerzos aerodinámicos. ...	7
4. Curva adimensional, normalizada, de áreas seccionales	7
5. Plano de formas	7
6. Referencias	7

1. Análisis previo de la calidad de las formas base adoptadas

En este apartado se analizará a fondo la alternativa seleccionada en el cuaderno 1. Para dicho análisis usaremos principalmente dos herramientas, una será un programa de cálculos hidrostáticos (Hidromax[®]) y un programa de predicción de velocidad a vela (Span[®]) ambos programas pueden trabajar con archivos de geometrías generadas con Maxurf[®].

Un dato fundamental en ambos análisis será la posición del centro de gravedad. Para obtener dicho valor extrapolaremos la estimación de pesos realizada sobre un buque de 12 m en la referencia [7].

Una vez obtenido el centro de gravedad pasaremos a realizar los cálculos hidrostático para comprobar que cumple las condiciones impuestas en el reglamento de la clase VO60.

Realizado el estudio Hidrostático se pasará a estimar las medidas del sistema vélico que serán las entradas al programa de predicción de velocidad, en el comprobaremos las características a vela del casco seleccionado.

1.1. Estimación del centro de gravedad

En el reglamento (regla 7.2.2) se especifica que el barco deberá tener un rango de estabilidad positiva de al menos 142°. Las condiciones de cálculo de dicho ángulo serán las indicadas en la regla 6.1 en ella se detallan que equipamiento he de llevar el barco en la condición de medida. Con dicho equipamiento se medirá el peso que quedará registrado como DSPL. Para medir el ángulo máximo de estabilidad positiva se ha de sumar el peso de la tripulación, para esto, la regla 7.2.1(3) indica que dicho peso será de 2500kg con un centro de gravedad 1.500m a popa del plano MLS y 400mm por encima del plano FWP.

Por tanto calcularemos una distribución de pesos conforme a el inventario que marca el reglamento. Seguidamente calcularemos el centro de gravedad del conjunto para comprobar posteriormente si se cumple la citada norma y también para comparar la diferencia de estabilidad de ambas alternativas seleccionadas.

	Peso (kg)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
Motor principal con Sdrive y helice	250	-13.13	0.00	0.00
Motor auxiliar	140	-8.50	0.00	-0.10
estructura, casco y cabina	3500	-8.80	0.00	0.40
baterias	300	-9.00	0.00	-0.35
mastil, botabara, tangon y jarcia	600	-8.20	0.00	10.00
Timon	30	-18.00	0.00	-0.50
equipo de cubierta	300	-13.50	0.00	1.10
quilla	882	-8.44	0.00	-1.61
Bulbo	7050	-8.59	0.00	-3.50
anclas	54	-8.50	0.5	-0.35
cadena	60	-8.50	-0.45	-0.35
cocina	20	-8.50	0.00	0.50
equipo electronico	150	-10.00	0.00	0.30
bomba lastre	100	-9.50	0.00	-0.20
peso tripulación (estipulado)	2500	-11.81	0.00	0.40
TOTAL	15936	-9.32	0.00	-1.10

Tabla I

Una vez tenemos una estimación primera del centro de gravedad, podríamos proceder a realizar los cálculos de estabilidad. Para llevar a cabo dichos cálculos, usaremos la misma quilla y timón que definimos en la fase de selección de la carena. Más adelante se definirá su posición verdadera así como su forma y tamaño.

Para llevar a cabo los cálculos de estabilidad con mayor fiabilidad, es conveniente medir el casco con los apéndices, cabina y bañera. Para tal fin definimos una primera cabina y una bañera que cumplan con las reglas 2.7.1 y 2.8.1 en las que se define un área proyectada mínima de la cabina de 6m^2 junto con una longitud mínima de 3.5m , así como un área proyectada de la bañera de 15m^2 como mínimo y un volumen de bañera mínimo de 6.5m^3 .

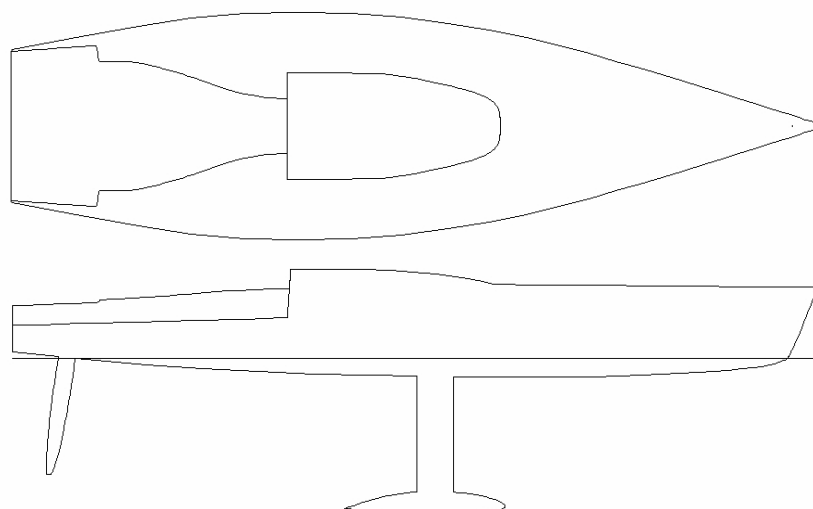


Figura I

Con esta geometría y este centro de gravedad realizamos un primer cálculo de estabilidad.

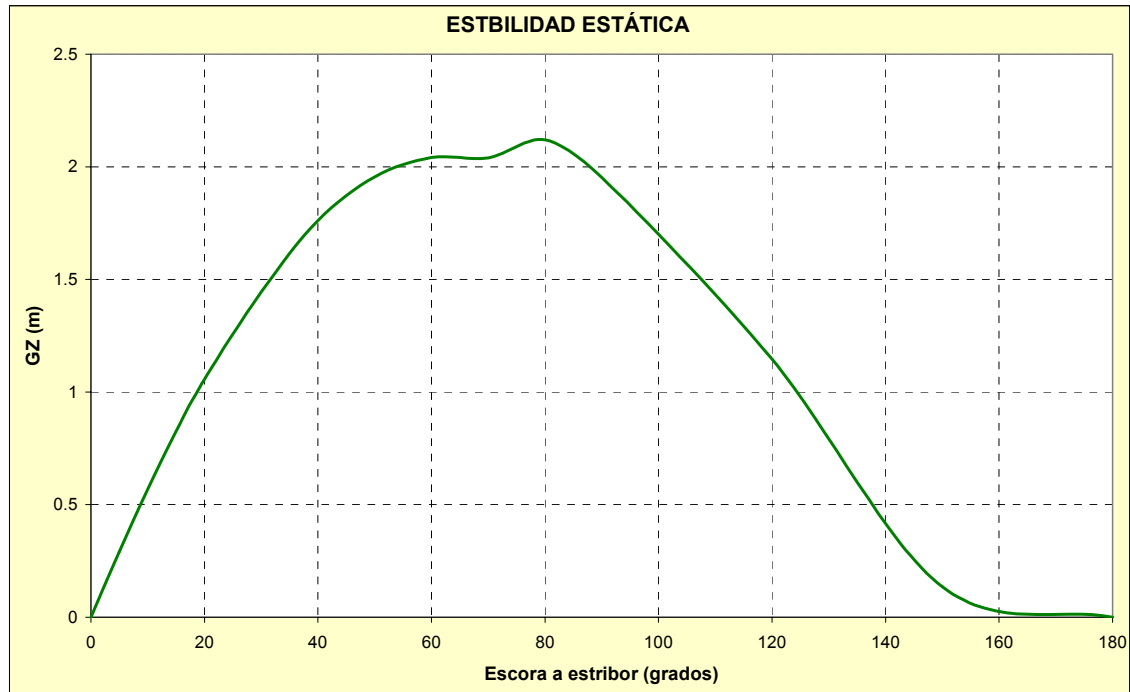


Figura II

Vemos que en todo momento se mantiene un brazo de estabilidad positivo. Se cumple por tanto la norma 7.2.2 que establece una estabilidad positiva, al menos hasta 142°.

2. Coeficientes de bloque, de la maestra y de la flotación

Los datos presentados en la siguiente tabla corresponden a la carena desnuda sin apéndices.

Desplazamiento kg	12236.234
Calado m	0.455
Lwl m	17.289
manga en flotación m	3.635
Área mojada m ²	46.786
Max área de la sección m ²	1.165
Área de la flotación m ²	43.744
Cp	0.593
Cb	0.417
Cm	0.785
Cwp	0.696
LCB desde perp. Pr m	-9.047
LCF desde perp. Pr m	-9.818
KB m	0.288
KG m	0.455
BMt m	2.818
BMI m	60.16
GMt m	2.652
GMI m	59.994
KMt m	3.107
KMI m	60.449
Immersión (TPc)	0.448

Tabla II

3. Creación o derivación de formas

3.1. Creación del casco

El casco fue creado en pasos previos, como se indicó en el cuadernillo 1. Se seleccionó el casco que dio mejores características hidrodinámicas. La creación varió, siendo en unos casos derivación de unas formas cedidas por el Ingeniero Manuel Ruiz de Elvira y en otros casos generados por el propio alumno partiendo de una superficie plana a la que se dio forma usando el programa Maxsurf.

3.2. Creación de los apéndices.

3.2.1. Creación de la quilla.

A la hora de definir la quilla hay que tener en cuenta los siguientes factores:

- Debe ser capaz de soportar el peso del bulbo necesario para albergar unos 7050 kg de lastre fijo, que es el estimado en los pesos. Esta estimación se basa en los datos recogidos en la base de datos. Ya que se pide un desplazamiento mínimo, intentaremos conseguirlo con el máximo lastre bajo posible.
- Debe dar, junto con el timón, la sustentación necesaria para evitar la deriva que causan las fuerzas de las velas.

Antes de comenzar los cálculos de las dimensiones, se definirán algunos términos y valores:

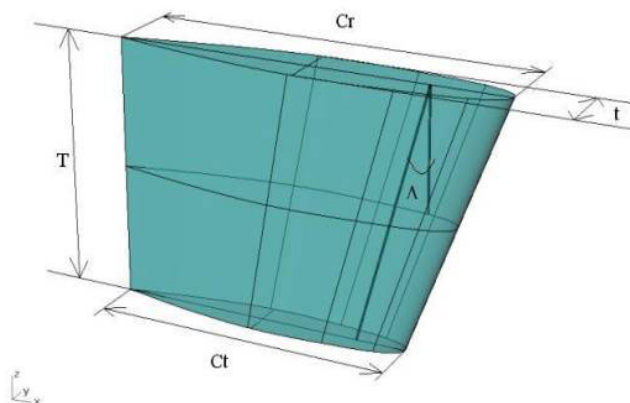


Figura III

T: altura de la orza.
Cr: cuerda superior.

Ct: cuerda inferior.

C: cuerda media ($(Ct+Cr)/2$)

AR: relación de aspecto (T/ C)

A: área lateral de la orza ($T \times C$).

t: espesor máximo del perfil.

Λ : Ángulo de flecha (Sweep Angle) : Medido entre la vertical y la línea imaginaria trazada uniendo los puntos de las cuerdas al 25% del borde de entrada.

➤ Altura de la quilla: La máxima que permite la norma para dar un calado total de 3.75m. Obtenemos 2.742 m

➤ Área Lateral: Alrededor del 1.25 % de la superficie vélica. Este es un valor usado en competición cuando no hay problemas de falta de sustentación. Para decidir este valor se tuvo en cuenta la alta velocidad media de estos barcos, ya que una baja área del apéndice supone bajo rendimiento en arrancadas y bajas velocidades, se puede disminuir esta área desde el valor "normal" de 2.75% hasta el valor tomado de 1.25%. Las normas 9.13.1 y 9.14.1 definen las máximas áreas de la mayor y el foque, siendo el área total máxima de 200m². Con este dato tenemos un área lateral de quilla de 2.5m². Con estas dimensiones obtenemos una cuerda de 0.9 m

➤ Plano Lateral: Alargamiento alto para favorecer la sustentación. Se pretende conseguir la máxima sustentación para ángulos de deriva pequeños, ya que en este tipo de regatas, la mayor parte del tiempo no se navega en ceñida (poca deriva), se tiende a navegar de través o empopadas. Ya que no hay balizas se puede elegir el recorrido, sin imponerse en ningún momento recorrido barlovento sotavento en los que se navegue en contra del viento. Para definir la conicidad y el ángulo de flecha no seguiremos las tablas normalmente usadas en la náutica de recreo, en los casos de barcos de regata que desarrollan altas velocidades, con bulbo, podemos tomar ángulos de flecha de 0° y conicidades con valor unidad, así lo estamos viendo en las últimas ediciones de la Copa América e incluso en la propia Volvo Ocean Race. Las aletas no están permitidas por la norma, que limita a 300mm el espesor del conjunto quilla-bulbo.

➤ Perfil de la quilla: se busca una mínima resistencia viscosa de la quilla. Esta resistencia se calcula a partir de la del perfil 2D, a continuación se describe el proceso seguido en la selección del perfil de la quilla.

Se realizó una búsqueda entre perfiles conocidos de la serie NACA que cumpliesen los siguientes requisitos.

- Perfil simétrico.

- Comportamiento laminar al Reynolds de funcionamiento ($3-4 \times 10^6$).
- Espesor 10-15%.

Se define como comportamiento laminar el hecho de que la polar del perfil presente un punto de inflexión en las proximidades de la zona de mínima resistencia (perfil 65013 en la Fig. IV). El problema que tiene este tipo de perfiles es que suelen dar muy poca resistencia en un rango de ángulos de ataque muy estrecho y su comportamiento fuera de este rango suele empeorar mucho y bruscamente.

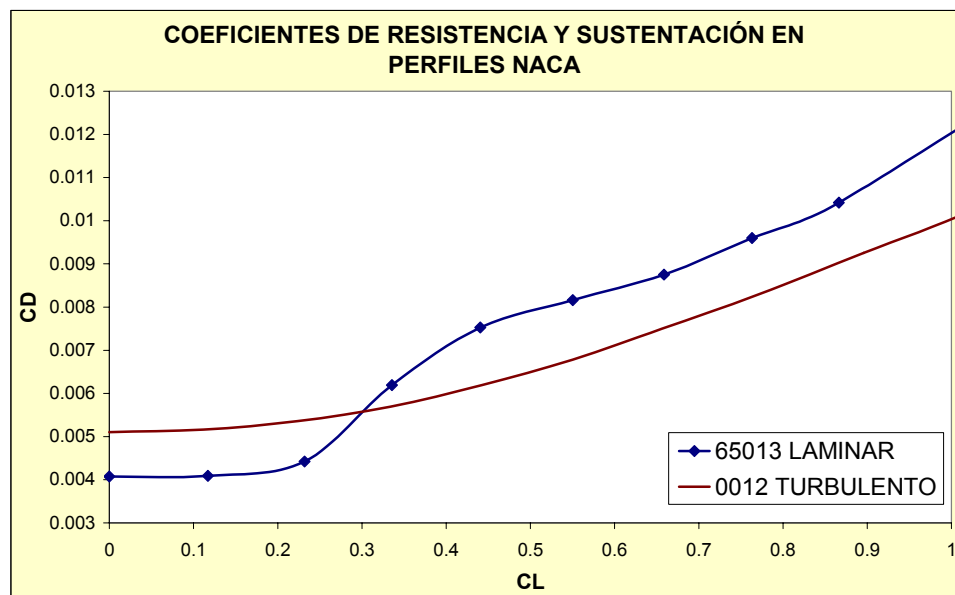


Figura IV

También varía su comportamiento en gran medida cuando algún agente externo provoca anticipadamente la transición de la corriente. En el caso de un barco hay que tener en cuenta que la corriente incidente no es limpia ya que las olas, presencia de algas, movimientos del propio barco (cabeceo), etc, hacen que muy probablemente tenga un alto nivel de turbulencia, desconocido a priori.

Se eligió como código de análisis el XFOIL [11], que es un código de paneles bidimensional, que resuelve la ecuación potencial y tiene acoplado un método integral de cálculo de capa límite con interacción viscoso-no viscoso. Este código nos permite obtener los valores de C_l y C_d de un perfil para un ángulo de ataque y a un número de Reynolds determinado, y por tanto, la curva C_l - C_d en un rango de ángulos de ataque.

Se decide usar un perfil de la serie 63. Se prefiere este perfil frente al más laminar 65 ya que una vez sobrepasado el régimen laminar su comportamiento es mucho mejor que el de la serie 65. También vemos como en la gráfica de C_l frente a ángulos de ataque, los perfiles 63 tiene mayor sustentación que los 65 para un mismo ángulo de ataque. Los perfiles de 4 dígitos no se considerarán para la quilla, ya que a bajas

velocidades no se comportan tan bien como los de la serie 6. Tampoco nos interesa la característica de estabilidad frente al desprendimiento a grandes ángulos, ya que la quilla no suele trabajar por encima de los 10° de ángulo de ataque, otro caso distinto es el timón, que será estudiado en siguiente apartados.

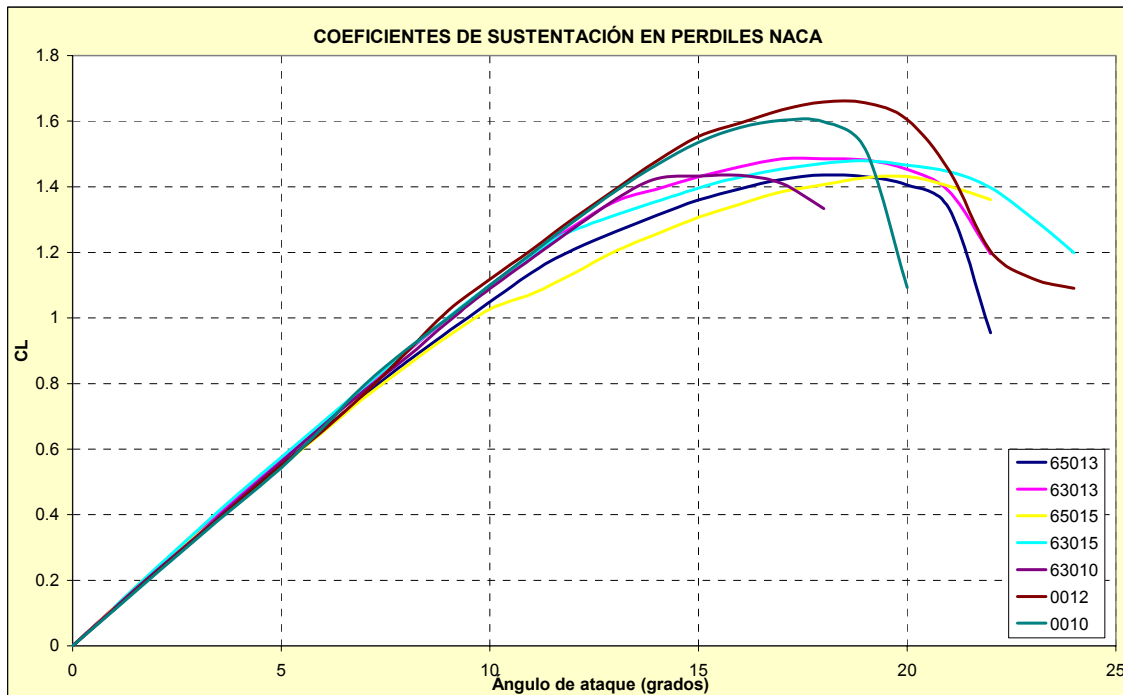


Figura V

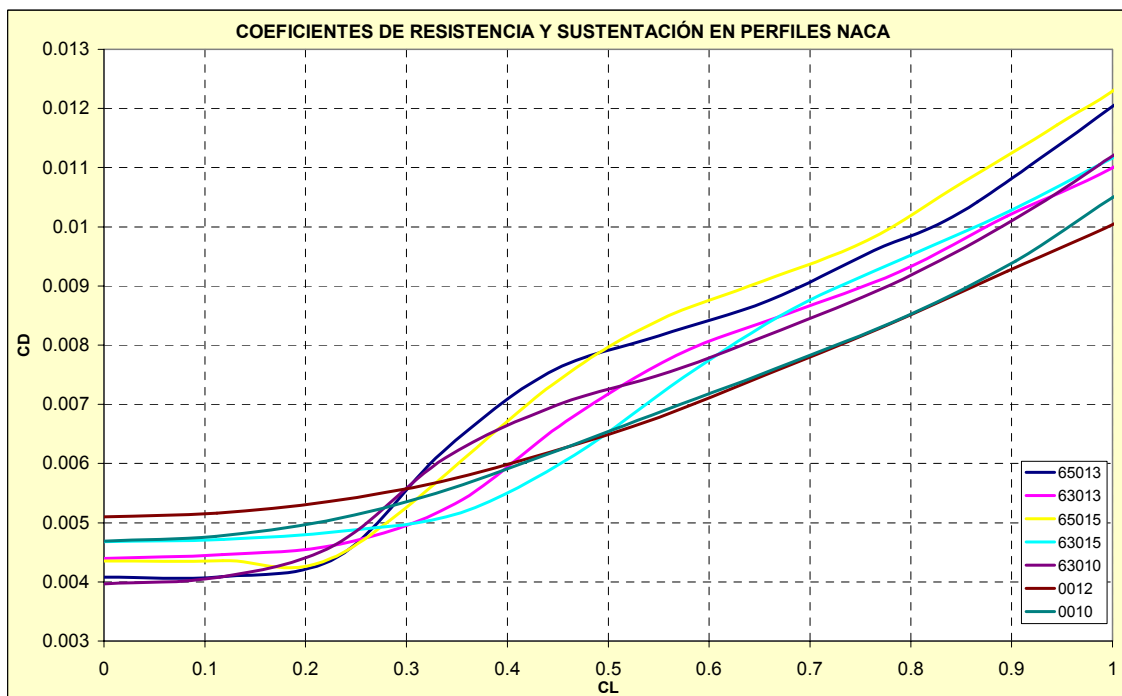


Figura VI

- Espesor de la quilla: Lo ideal en la quilla sería tener un espesor lo más pequeño posible para minimizar el C_d y por tanto minimizar la resistencia viscosa. Las limitaciones en cuanto a espesor mínimo vienen dadas por la resistencia del material usado para soportar el bulbo. Se calculará un espesor para que soporte la quilla y el bulbo con una flecha no superior a los 5 cm en el extremo. Para esto partimos del peso del bulbo, calculamos el momento que produce en el extremo superior y aumentando el espesor del perfil vamos probando hasta obtener la deflexión permitida. El caso que cumple esta condición es el de un espesor máximo de 0.135

Cuerda: 0.9 m

Espesor máximo del perfil: 0.135 m

Peso del bulbo: 7050 kg

Altura de la quilla: 2.742 m

Inercia transversal de la sección: 1.18 E-04 m^4

Módulo de la sección: 1.57 E-03 m^3

Módulo Young Material (acero): 200000 N/mm^2

Tensión máxima soportada = Momento/Módulo = 120.66 N/mm^2

Flecha en el extremo = $\frac{M_{to} \cdot L^2}{E \cdot I \cdot 2} = \mathbf{0.03 \text{ m}}$

El espesor de esta quilla es el 15% de su cuerda. Por tanto usaremos un perfil **NACA 63015**

3.2.2. Creación del timón.

En la definición de un timón tenemos que estudiar los siguientes aspectos.

- Área Lateral: Alrededor del 0.55 % de la superficie vélica, de nuevo subestimamos las recomendaciones para náutica deportiva encontradas en varias de las referencias. Reducimos ese valor el mismo % que lo hicimos para el área lateral de la quilla. Obtenemos un área lateral de timón de 1.1 m^2
- Plano Lateral: Alargamiento alto y distribución lo más elíptica posible.
- Secciones: El estudio para reducir la resistencia viscosa en el timón fue similar al realizado en la quilla, teniendo en cuenta sus propias peculiaridades.

La función primordial del timón es mantener el rumbo. Su principal requisito es que la entrada en pérdida se produzca a ángulos de ataque lo más altos posibles. La corriente llega al timón mucho más perturbada ya que incluso puede suceder que se interfiera con la estela de la quilla y

el bulbo. El timón está mucho más cerca de la superficie libre, pudiendo llegar a salir del agua en algunos casos.

Con estos requisitos en mente se ha decidido usar secciones tipo NACA de flujo turbulento. No merece la pena usar secciones con comportamiento laminar ya que la existencia de flujo "límpio" es altamente improbable. Por tanto usaremos secciones NACA de cuatro dígitos.

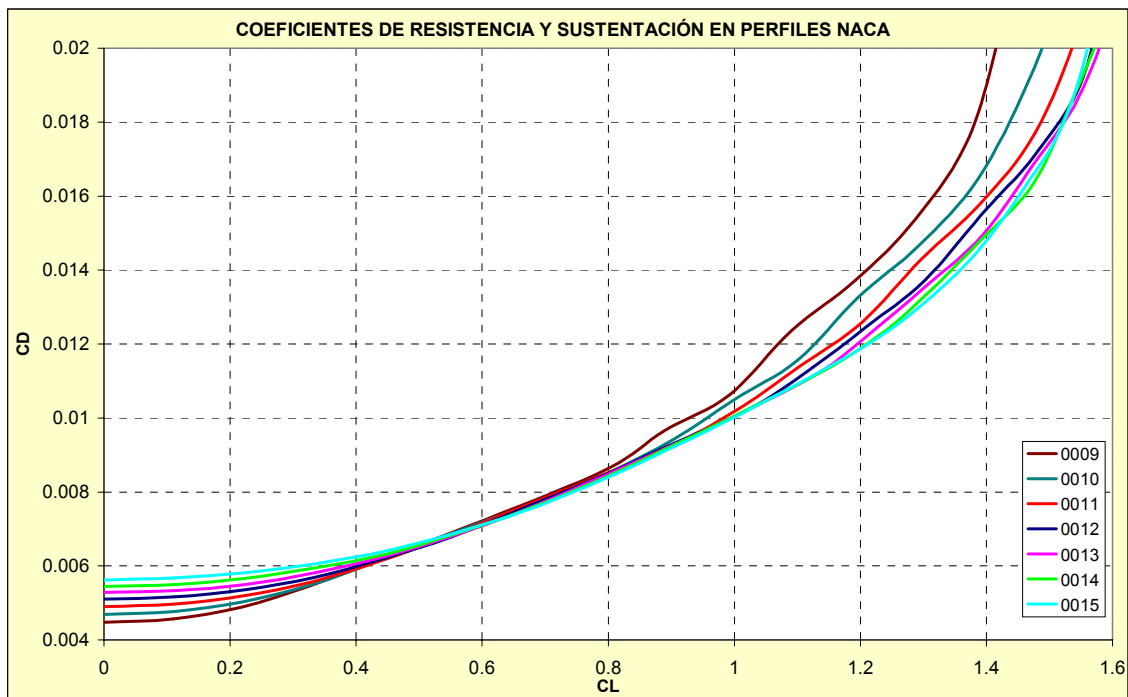


Figura VII

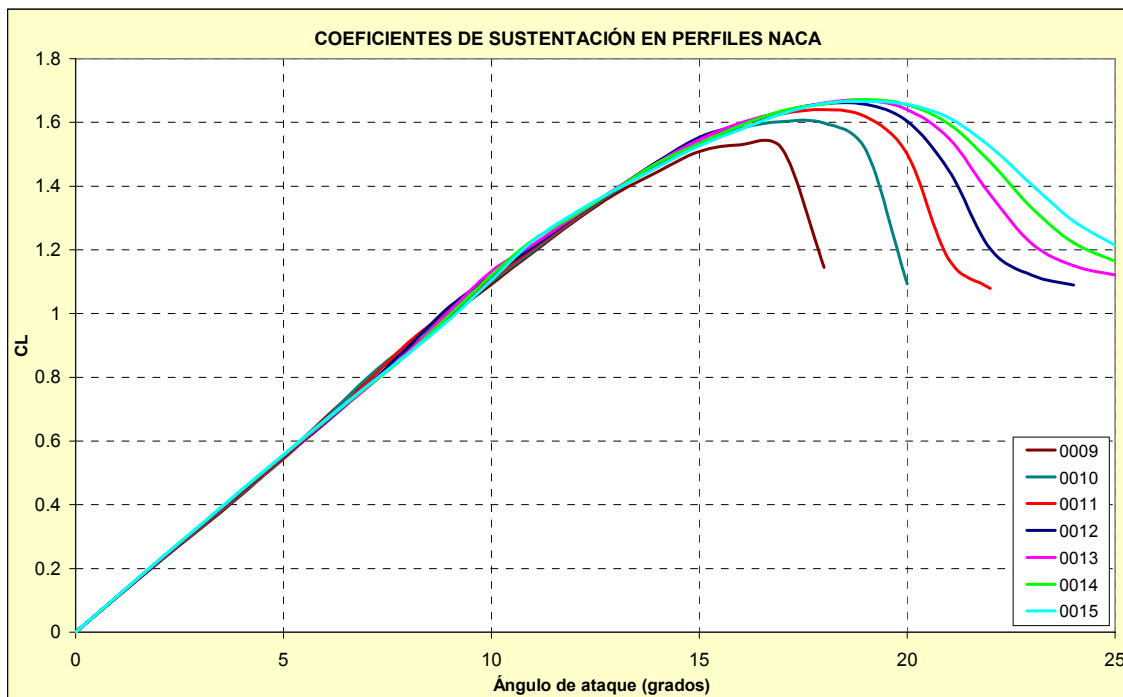


Figura VIII

Si estudiamos las curvas de sustentación-resistencia obtenidas con XFOIL (Fig VII) nos decantaríamos por un perfil de espesor bajo para mejorar la resistencia a bajos ángulos de ataque, sin embargo al ir aumentando la sustentación (aumento del ángulo de ataque) se produce una inversión y son los perfiles más anchos los que menor resistencia tienen. Si lo que queremos es alta resistencia al desprendimiento para ángulos de ataque elevados, seleccionaríamos un perfil ancho, que son los que más aguantan sin desprender, como se ve en la figura VIII. En un timón, la principal función del timón es mantener el rumbo y debido a su menor área, tiene menor importancia la resistencia viscosa, por tanto seleccionaremos el perfil **NACA 0013**. Este perfil tiene un ángulo de pérdida casi tan amplio como los perfiles más anchos que él. Sin embargo su Coeficiente de resistencia es sensiblemente menor. No seleccionaremos perfiles más estrechos debido a su peor comportamiento a altos ángulos de ataque y alta resistencia a esos mismos ángulos.

3.2.3. Posición de los apéndices.

La posición longitudinal de los apéndices viene marcada íntimamente por la posición del sistema vélico, para ellos comenzaremos analizando las características generales de la arboladura y las velas. Los pasos a seguir para posicionar los apéndices son:

- Decisión de las medidas de la arboladura.
- Posicionamiento de la arboladura sobre el casco.
- Cálculo del centro de presión aerodinámica.
- Decisión de la separación longitudinal entre centro hidrodinámico y centro aerodinámico "lead".
- Posicionamiento de uno de los apéndices.
- Cálculo de la posición del otro apéndice para que cumpla la separación entre centros de presión.

3.2.3.1. Parámetros del sistema vélico.

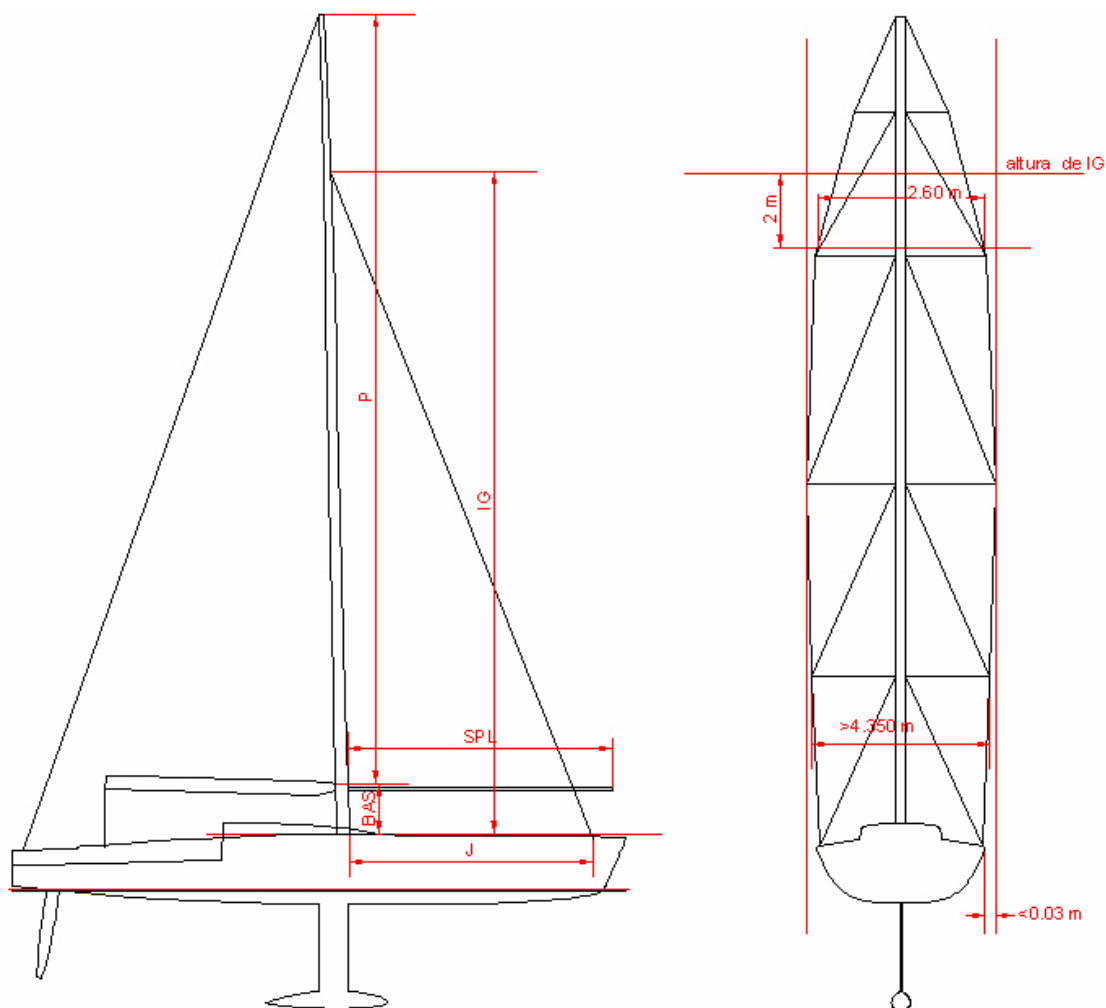




Figura IX

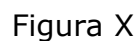
Restricciones para la clase VO60

J	$< 7.800 \text{ m}$	(9.5.1)
$P+BAS$	$< 26.000 \text{ m}$	(9.3.1)
IG	$< 21.500 \text{ m}$	(9.3.2)
1.600 m	$< BAS < 2.000 \text{ m}$	(9.4.2)
SPL	$< 8.5 \text{ m}$	(9.5.2)

Con estas restricciones, plantearemos nuestras decisiones en función de la maximización del área vélica, que también está restringida.

- IG se tomará en su valor máximo de 21.500 m este dato maximiza la relación de aspecto de las futuras velas. **IG=21.500 m.**
- BAS se tomará el menor de los posibles, ya que una menor distancia botavara cubierta, dificulta el paso del flujo de aire entre estos elementos, minimizando la formación de torbellinos de borde en pujamen de la mayor. por tanto **BAS = 1.600 m.**
- P se tomará el mayor posible, a mayor P mayor relación de aspecto en la mayor y por tanto mayor eficacia de esta vela. Mayor área vélica en zonas altas, alejadas de la capa límite cercana a la superficie del mar. Como inconveniente tiene la subida del centro de presión de la vela, con la consiguiente pérdida de estabilidad. Esto no será un gran inconveniente, ya que estos barcos llevan un sistema de lastre por agua, lo que los hace extremadamente estables, con configuraciones de velas de alta relación de aspecto. Por tanto tomamos $P=26.000-BAS$; **P=24.400 m**
- Para decidir el valor de J no hemos encontrado ninguna referencia válida, en la que se trate con seriedad este parámetro. Podríamos tender a velas con alta relación de aspecto, pero el parámetro fundamental en la relación de aspecto, para un área dada es la altura de la vela, IG, que ya está maximizada. Por tanto una reducción en J llevaría a un aumento del solapamiento entre mayor y génova, que no tiene por que ser beneficioso. Para decidir que valor de J usar, usaremos un VPP, un programa de predicción de velocidad. Para calcular la velocidad que toma el barco en distintos ángulos, el programa mide los parámetros del casco, y nosotros hemos de darle los parámetros del aparejo. Por esto lo que haremos será variar el parámetro J y analizar los resultados. El rango de variación de J será entre el máximo, 7.8 m hasta 7m. Los resultados de este estudio aparecen a continuación en forma de gráficos polares donde se analiza la velocidad de nuestro buque para distintos ángulos de viento y distintas intensidades de viento. No fijaremos preferentemente en los datos referentes a altas velocidades de viento, las más probables durante la regata. Se ve como para un **J=7.400 m** obtenemos una

Velocidad del viento	
	6 kts
	8 kts
	10 kts
	12 kts
	14 kts
	16 kts
	20 kts



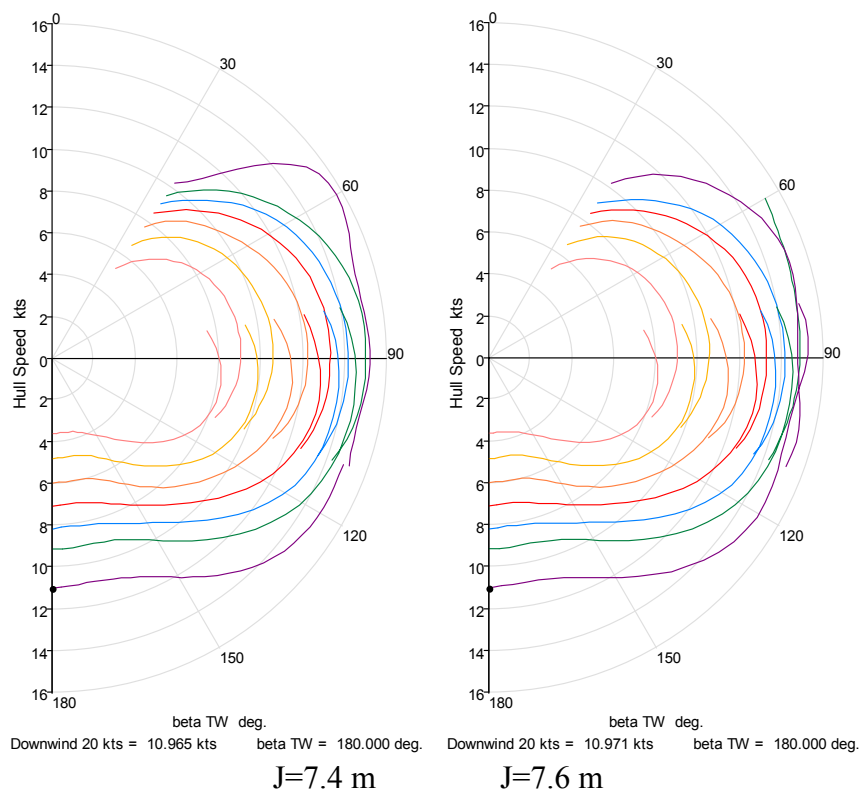


Figura XI

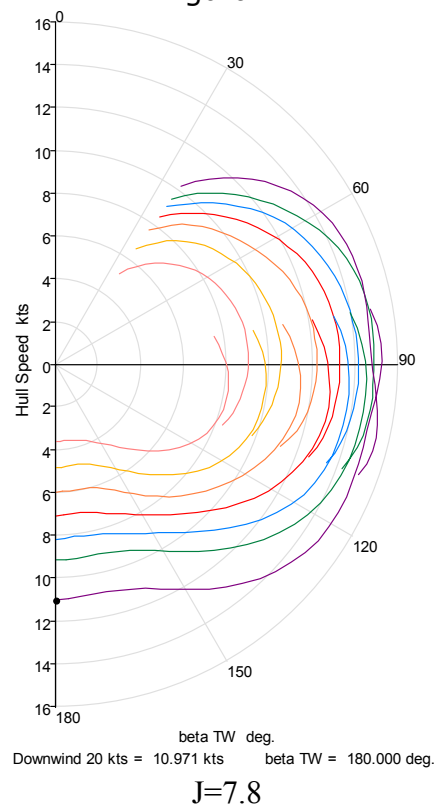
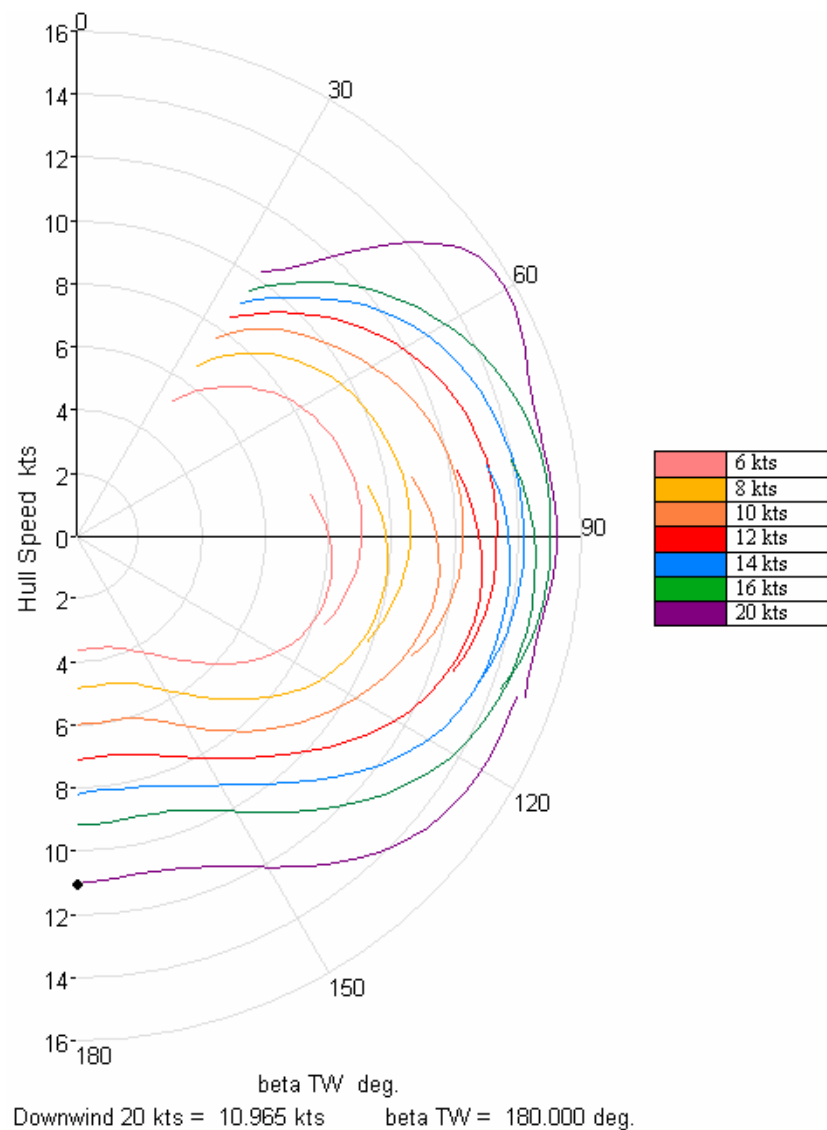


Figura XII



Curva polar para un $J=7.400$ m.

Figura XIII

Con estos parámetros fijados, podemos empezar a calcular un centro de presión en el sistema vélico, para después poder decidir que posición longitudinal tendrán los apéndices.

3.2.3.2. Cálculo del centro de esfuerzos aerodinámicos.

Antes de calcular el centro de esfuerzos aerodinámicos, hemos de diseñar unas velas que cumplan con las normas de la clase. Para estos seguimos los diagramas y las fórmulas de libro de la clase. A continuación se muestran los diagramas de medición de la mayor y las formulas restrictivas del cálculo del área de esta vela.

MG1, MG2, MG3, MG4, MG5 son las cuerdas medidas desde 0.3 m por debajo del tope de la vela y equidistantes hasta el punto más bajo del pujamen.

MCO mide la distancia entre el puño de escota y el punto más bajo del pujamen.

SAM es la superficie de la mayor en m².

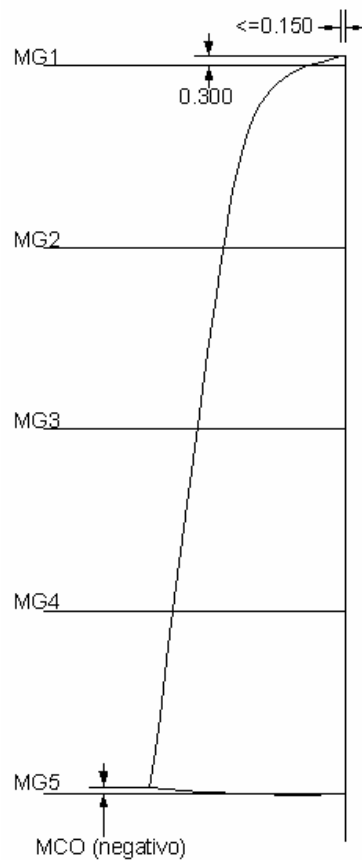


Figura XIV

Restricciones para la clase VO60.

$$MG2/MG5 \leq 0.570 \quad (9.9.2)$$

$$MCO/MG5 \geq -0.250 \quad (9.9.3)$$

$$SAM = (P - 0.3) * (MG1 + 4 * MG2 + 2 * MG3 + 4 * MG4 + MG5) / 12 + MG5 * MCO / 2$$
$$SAM \leq 117.000 m^2 \quad (9.14.1)$$

Con estas restricciones en mente comenzamos a dibujar una serie de velas hasta dar con la que se acerca más al área máxima, con la mayor

relación de aspecto posible y el máximo área elevada posible. A continuación se muestran algunos ejemplos previos a la vela final. Que cumple con los parámetros de la regla y su área medida es de 116.95 m².

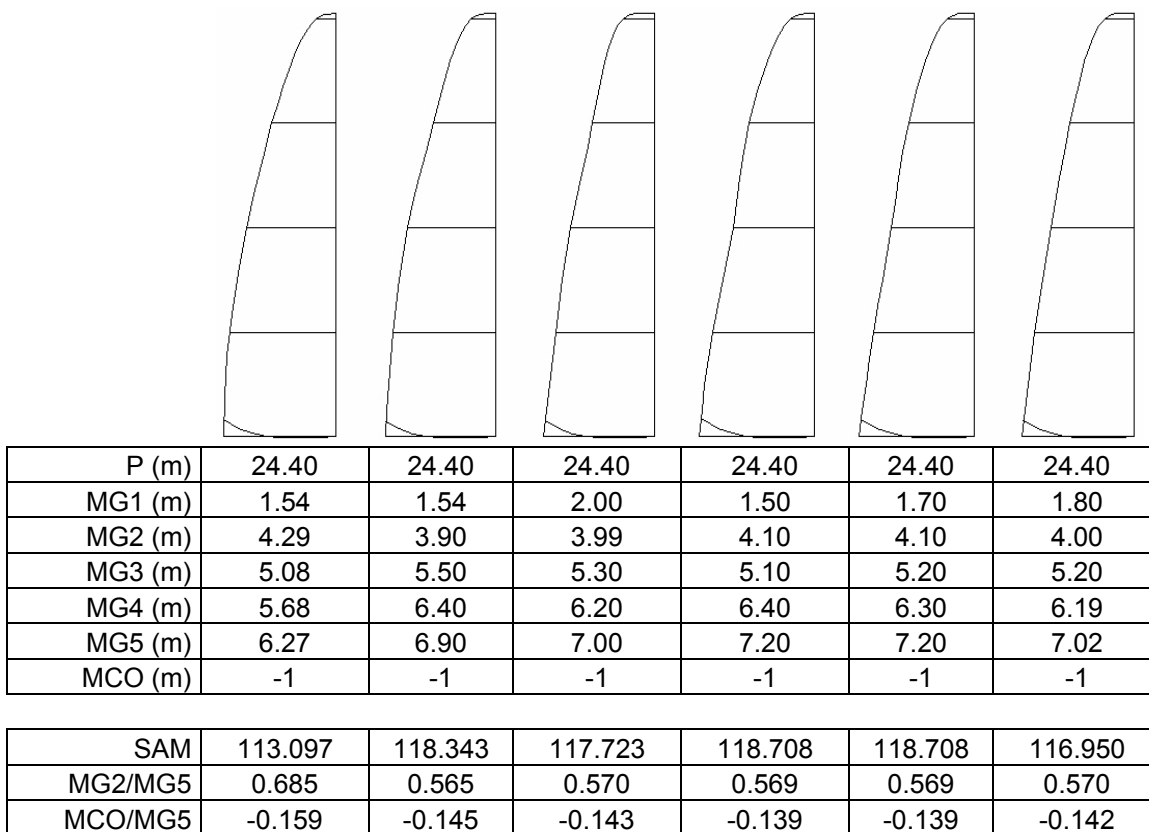


Figura XV

Para la modelización del génova usamos como primera aproximación un triángulo, con altura IG y base la necesaria para dar el área máxima permitida de 83 m².

A continuación se calculo el centro de esfuerzos aerodinámicos. Se uso el método dado por Larsson [7] (cap 8). En el se calcula el centroide de cada vela por medios gráficos (en este caso se usa el cálculo con un programa CAD) y se unen esos centroides por una línea cuya longitud se denomina d. La distancia entre el centroide de la mayor y el centro de esfuerzos CE se calcula con la siguiente fórmula.

$$a = \frac{d}{\frac{A_M}{A_G} + 1}$$

Donde A_M es el área de la mayor y A_G el área del génova.

En nuestro caso obtenemos.

d=6.942 m

a=2.881 m

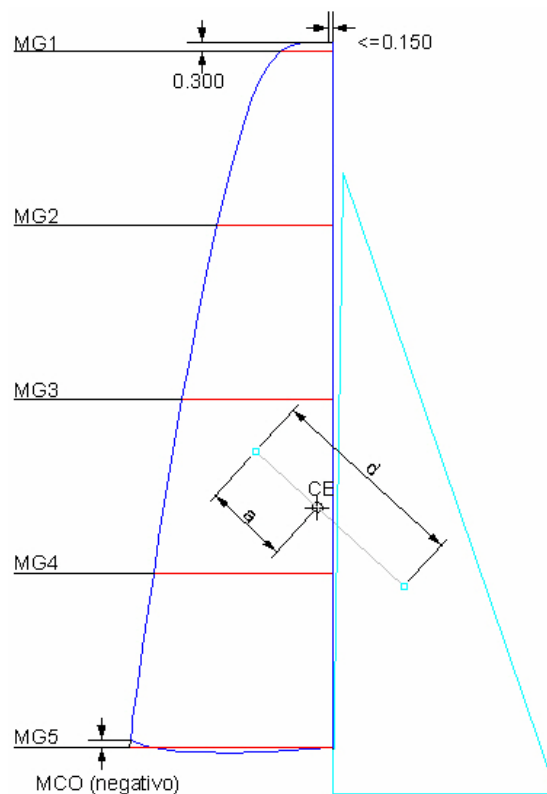


Figura XVI

Una vez conocemos la posición del CE respecto al sistema vélico, hemos de posicionar la vela sobre el casco y después decidir la posición de los apéndices para un correcto balance de fuerzas durante la navegación.

La posición del palo vendrá dictada por la forma del triángulo de proa. Lo colocaremos tan a proa como sea posible, dejando suficiente espacio en proa para poder realizar estructuralmente el anclaje del estay. Por tanto el estay de proa aflorará en cubierta a una distancia aproximada de 1 m. Esta decisión también se basa en cuestiones de seguridad, ya que la zona delantera al estay es un postizo que puede ser fácilmente reparado en caso de colisión.

Para esta modelización tomamos una dimensión del palo de 350 mm de eslora. Es la máxima permitida por la norma (9.2.1). Eso quiere decir que la parte frontal de nuestro palo corta la cubierta a una distancia de LPP de 7.777m.

Una vez posicionado el sistema vélico sobre el casco, pasamos a decidir la posición de los apéndices. En primer lugar colocamos el timón, lo más a popa posible. Cuanto más a popa, menos influirán los vértices generados por la quilla y mayor será el efecto del timón sobre el barco. Colocamos el timón con su cuerda al 25% a una distancia de LPP de 17.295m. Cumpliendo la regla (2.6.5) que regula la posición más alejada del timón.

Para calcular la posición longitudinal de la quilla usamos los coeficientes dados en [7] estos coeficientes se refieren a la distancia longitudinal (lead) entre el centro de presión hidrodinámico (CLR) y el aerodinámico (CE). Este

dato es fundamental en un proyecto, su correcta definición marcará el la posición de los apéndices y por tanto la maniobrabilidad del barco, así como el reparto de cargas de sustentación entre el timón y la quilla. Para un su determinación sería necesario ensayos de canal con modelo libre, en el que el tiro se ejerce desde el supuesto centro de presión aerodinámico. Para nosotros poder obtenerlo tenemos que recurrir a las referencias escritas sobre este tema. En el Larsson [7] se marca un lead de un 10% de L_{WL} como la distancia ideal para aparejos Sloop. No hace distinción entre aparejos optimizados para regatas pero lo tomaremos como única referencia encontrada.

De esta forma obtenemos un "lead" de 1.728 m. como tenemos fijada la posición longitudinal de CE, solo nos falta calcular la posición de la quilla para que resulte ese "lead". El método usado para calcular CLR es el de Nomoto [7] en el se extienden los apéndices hasta cortar a la flotación, sin tenerse en cuenta el resto de la obra viva. El área del timón se reduce en un 40% para el cálculo, debido a la pérdida de eficacia del mismo por trabajar en la estela de la quilla. El centro de presión de cada apéndice está tomado a un 25% de su cuerda desde el borde de ataque y a un 45% de su calado. Para la quilla no se tuvo en cuenta el bulbo. El cálculo del CLR se lleva a cabo calculando en centro de gravedad de esos dos centros de presión.

Una vez hechos los cálculos la quilla quedó con su borde de ataque a 7.822 m de Lpp.

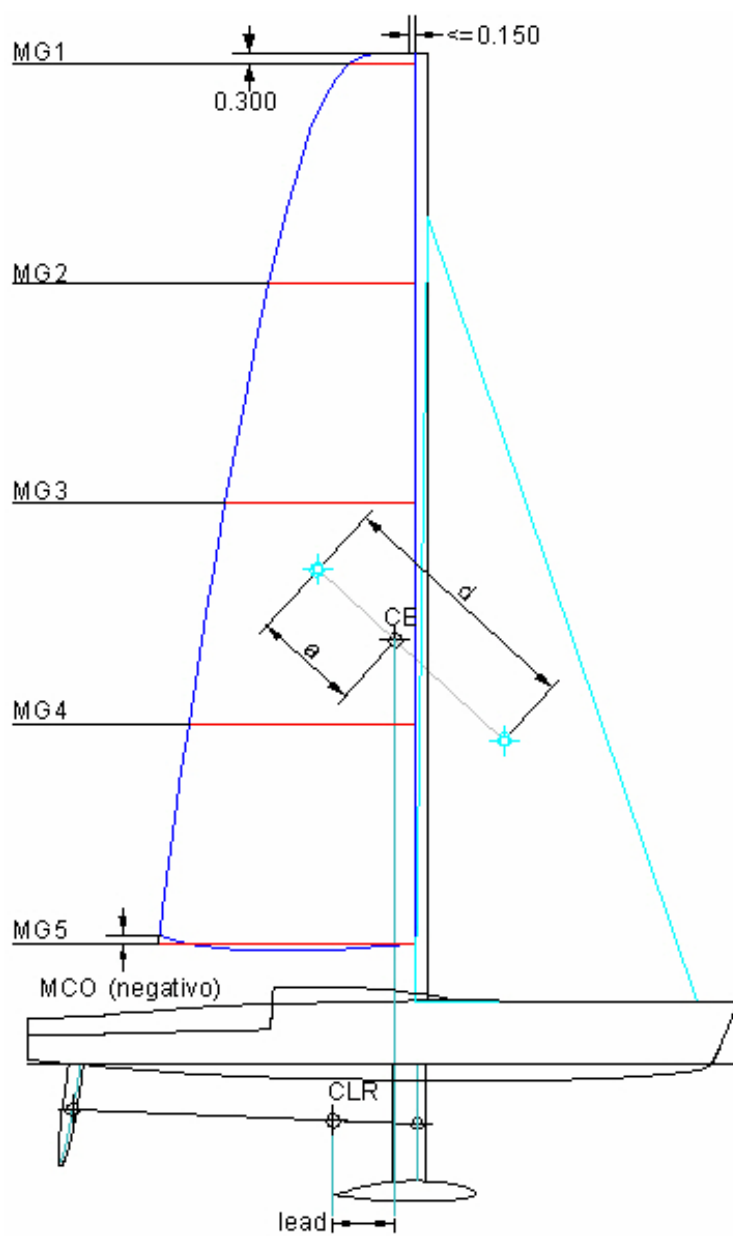


Figura XVII

4. Curva adimensional, normalizada, de áreas seccionales

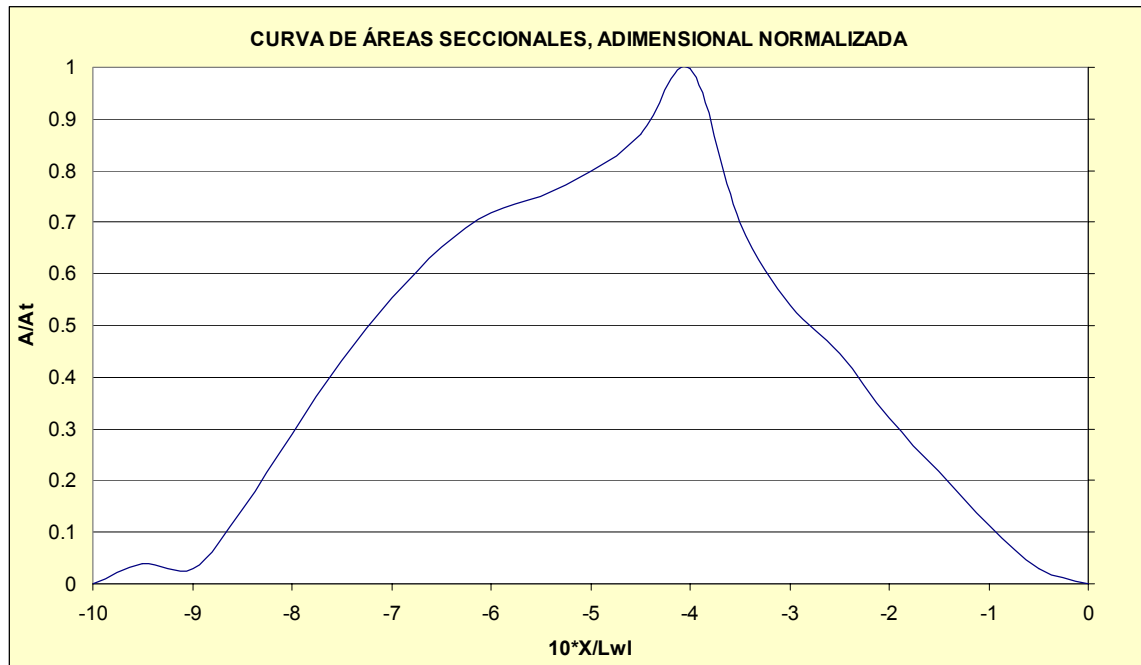


Figura XVIII

5. Plano de formas

6. Referencias

- [1] Volvo Event Management UK Ltd. «The Volvo Ocean 60 Rule 2000», 2001.
- [2] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. ONNINK, R. «The Delft Systematic Yacht Hull (Series II) Experiments» The Tenth Chesapeake Sailing Yacht Symposium, 1991, pp 27-39.
- [3] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. VERSLUIS, A. «Sailing Yacht Performance in Calm and in Waves» The Eleventh Chesapeake Sailing Yacht Symposium, 1993, pp 233-245.
- [4] MCRAE, B. «Windward Performance of the AME CRC Systematic Yacht Series» RINA International Conference on The Modern Yacht, Portsmouth, UK, March 1998.
- [5] ALAEZ, J.A. CARRILLO, E.J. RUIZ DE ELVIRA, M. «Copa América. Ensayos de Veleros: Metodología de Ensayos e Influencia de Parámetros en la Selección de la Carena» XXXVIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, Barcelona, Noviembre 2000.
- [6] CLAUGHTON, A.R. WELLICOME, J.F. «Sailing Yacht Design (Theory)». Longman. 1998.
- [7] LARSSON, L. Y ELIASSON, R.E. «Principles of Yacht Design» (2º Edición). Adlard Coles Nautical, Londres 2000.
- [8] SOUTO, A., «Nuevas herramientas de diseño de formas de buques basadas en códigos de flujo potencial». Tesis Doctoral. Departamento de Arquitectura y Construcción Navales. E.T.S.I. Navales. U.P. Madrid. 2001.
- [9] Centro Internacional para métodos numéricos en Ingeniería, CIMNE. GiD Manual de Utilización.
- [10] ROBERT MCNEEL & ASSOCIATES. Rhinoceros Nurbs modeling for Windows. User Manual. 1993-2001.
- [11] MARK DRELA. XFOIL 6.94 User Manual. MIT Aero & Astro. 2001.
- [12] WWW.2002.volvoceanrace.org
- [13] WWW.knmi.nl

1. Justificación y representación de la disposición general.	2
1.1. Subdivisión estanca.	2
1.2. Disposición de tanques de lastre.	4
1.3. Mamparo del mástil.	5
1.4. Refuerzos del casco.	6
1.5. Refuerzos de la quilla.	7
1.6. Refuerzos en la popa.	8
1.7. Cámara de máquinas.	8
1.8. Tanques.	9
1.9. Habilitación.	10
1.10. Baño.	11
1.11. Cocina.	11
2. Plano de disposición general.	12
3. Bibliografía.	13

1. Justificación y representación de la disposición general.

1.1. Subdivisión estanca.

La norma para la clase VO60 indica claramente una subdivisión estanca del casco en cinco compartimientos.

Subdivisión de estanqueidad

El barco se dividirá en al menos cinco compartimentos estancos, excluyendo tanques, con mamparos rígidos verticales (excepción para el mamparo de colisión) en las siguientes posiciones (los requisitos para estos mamparos no serán menores que los requeridos por ABS guide):

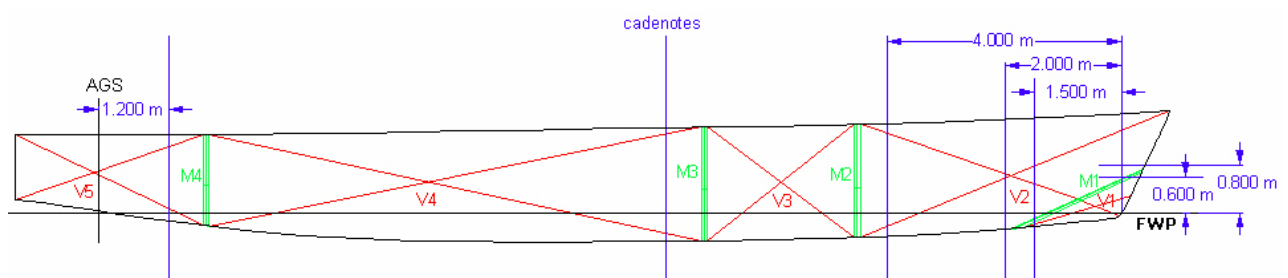
Un mamparo de colisión con su borde inferior en crujía entre 1.500m y 2.000m a popa de FFS. Si el borde superior o el más a proa de este mamparo de colisión corta a la roda entre 600mm y 800mm por encima de WLF entonces no se necesitan cumplir los estándares de construcción con esta cámara de colisión. El mamparo se construirá entonces con los estándares de fondo del casco a proa de MLS (10.3.1 y 10.3.2) pero no necesita estar vertical. Si el borde superior o delantero del mamparo esta en cualquier otra posición se aplicaran los estándares de construcción del casco.

Un mamparo de proa para dividir el área entre la proa y el mamparo central (excluyendo la cámara del mamparo de colisión) en dos partes con el mismo volumen aceptando una variación del 5%.

Un mamparo central a no menos de 4.000m a popa de FFS pero no más a popa que los cadenotes.

Un mamparo a popa a no menos de 1.200m a proa de AGS

Una disposición que cumpliría con la norma sería la siguiente, en la que $V3=V2\pm 5\%$.



Otra condición que ha de cumplir esta subdivisión viene marcada en la norma como "estabilidad con daños" (7.2). Esta norma dice:

Estabilidad con daños.

Condición de inundación

Con cualquier compartimento libremente comunicado la altura mínima de la cubierta por encima de la flotación en esa condición, no será menor de 150mm. Para los calculos se tomaran las siguientes condiciones.

Peso total de la embarcación igual a DSPL+2500kg.

Posición longitudinal del centro de gravedad (LCG) del desplazamiento DSPL en el FWP. Posición longitudinal del centro de empujes (LCB) y posición vertical del centro de gravedad de DSPL se determinaran por los cálculos de pesos del diseñador.

LCG de 2500kg estará 1.500m a popa de MLS. VCG de 2500kg estará 400mm por encima de FWP.

El estudio de estas condiciones se lleva a cabo en el cuaderno 6 y 7. Comprobándose que la compartimentización propuesta cumple los citados criterios.

Los mamparos estancos que cumplen estos criterios están representados en la siguiente figura.

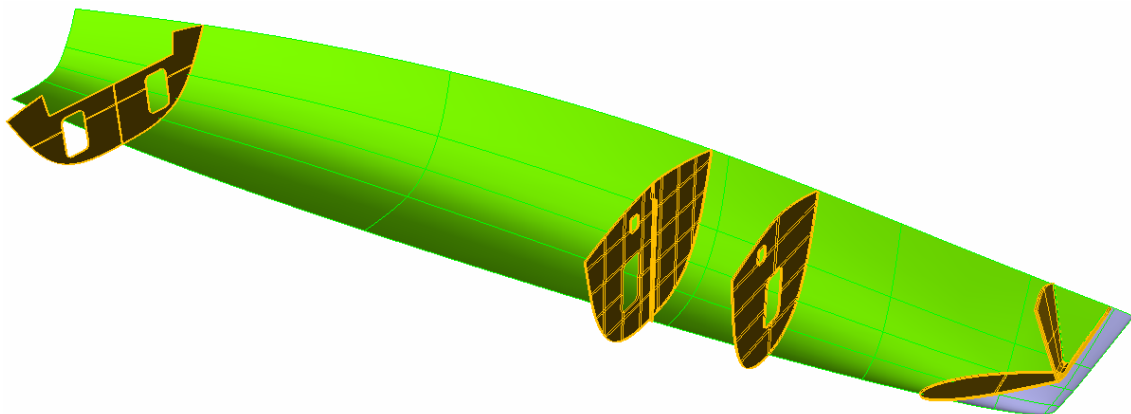


Figura I

El espacio a proa del primer mamparo quedará relleno por espuma estructural. Esto redunda en la seguridad, ya que en caso de colisión por proa, esta zona es fácilmente reparable sin tener que reparar zonas estructurales. En la siguiente figura aparece coloreada de otro color esta zona "postiza". Los dos refuerzos que llegan hasta la cubierta no son obligatorios. En nuestro caso hemos querido incluir estos refuerzos que están orientados en la dirección en que se ejercerán las fuerzas del estay de proa y la contra del tangón. Esto permite que esos esfuerzos se repartan

sobre el casco cercano a esa zona y no sobre la cubierta, que en cualquier caso será más débil que el casco.

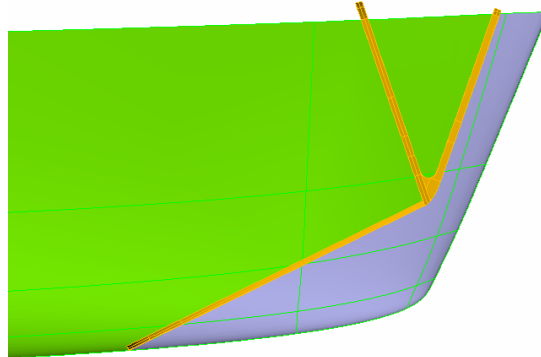


Figura II

1.2. Disposición de tanques de lastre.

Una vez realizada la subdivisión estanca, la norma VO60 no exige ninguna otra división estructural.

En nuestro proyecto hemos decidido usar lastre líquido para compensar la escora inducida por el viento al empujar las velas. La norma V=60 permite este tipo de lastre, almacenado en tanques estructurales de volumen total menor de 5000 l. Con cuatro divisiones en cada banda que dividan ese volumen total en 8 compartimentos de igual volumen. Siguiendo este criterio se han diseñado unos tanques que cumplen ese criterio. El volumen alojado en cada banda es de 2500 l. La división se hace mediante mamparos internos (fig III) a los tanques y con una cuaderna que reforzará la parte baja de la bañera como se ve en la figura IV. El mamparo estanco de popa, esta unido al casco en toda su longitud. Para conseguir el volumen necesario en el tanque de lastre de popa, realizaremos una groera al mamparo estanco para permitir el libre paso de líquido a través de él.

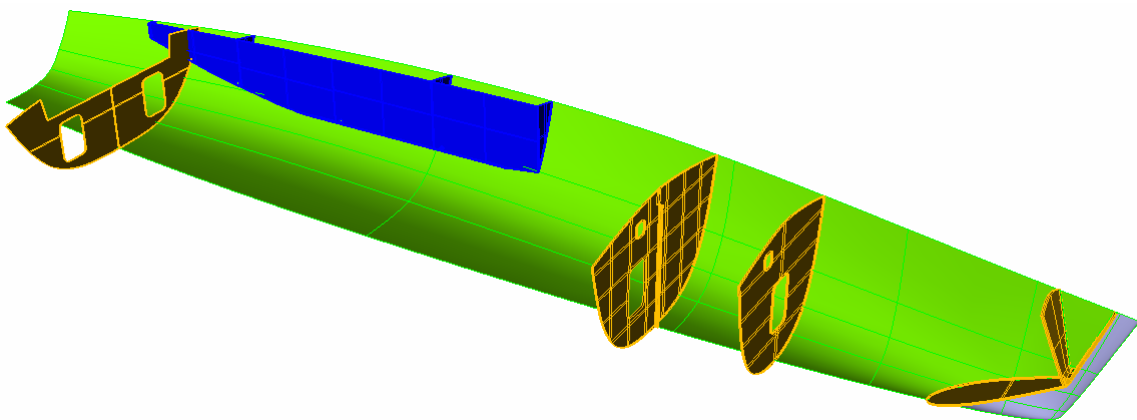


Figura III

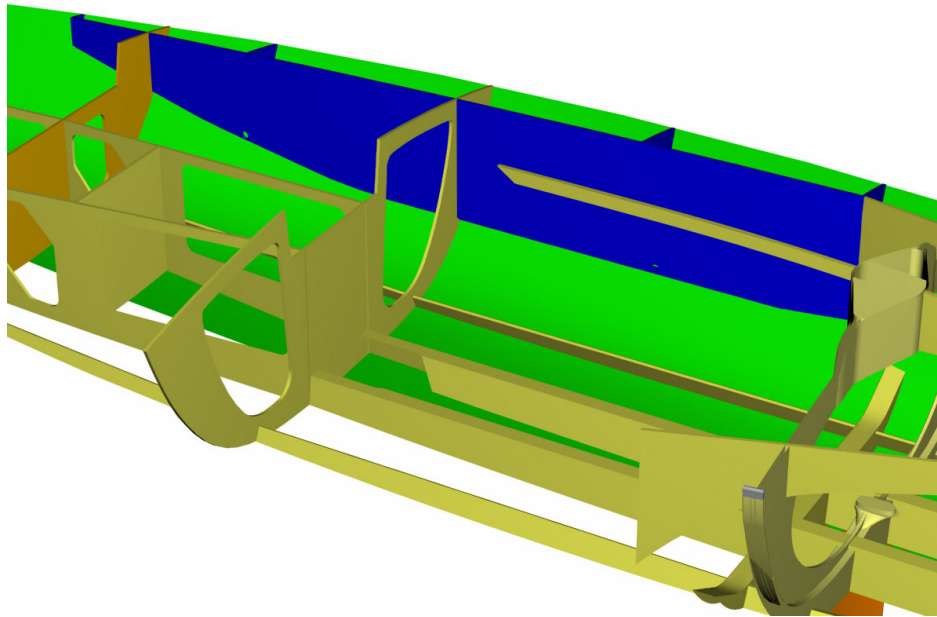


Figura IV

1.3. Mamparo del mástil.

El siguiente elemento definido fue el mamparo del mástil. Este elemento se detalla más detalladamente en el cuaderno 6. Diremos aquí que se ha intentado que este elemento reparta las cargas del palo y los obenques de tal forma que el palo no presione directamente el casco y que los obenque no ejerzan tensión sobre la cubierta, para esto se ha diseñado esta estructura que une la base del mástil con los cadenotes de forma que las fuerzas de tracción de los obenque se transmiten a la base del mástil, comportándose el mástil, los obenque y el mamparo como una estructura autoportante.

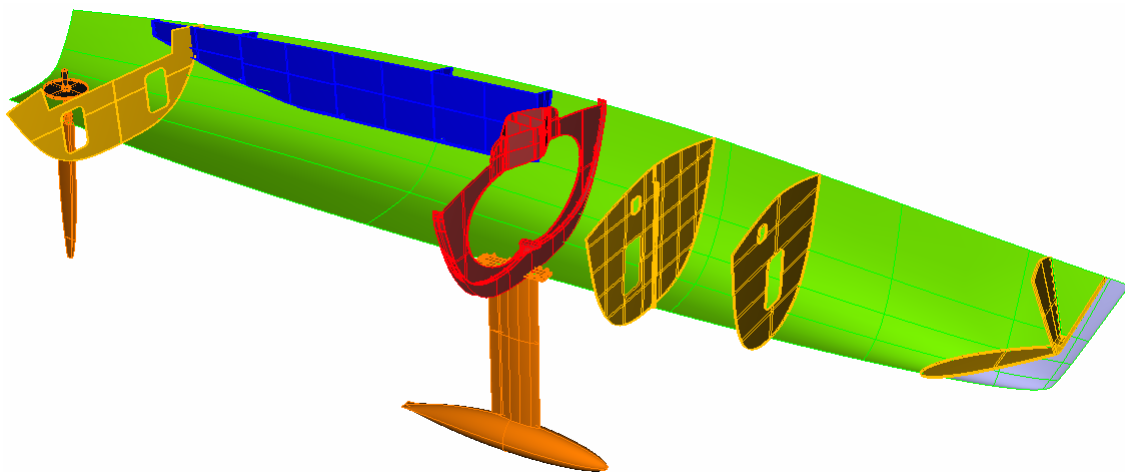


Figura V

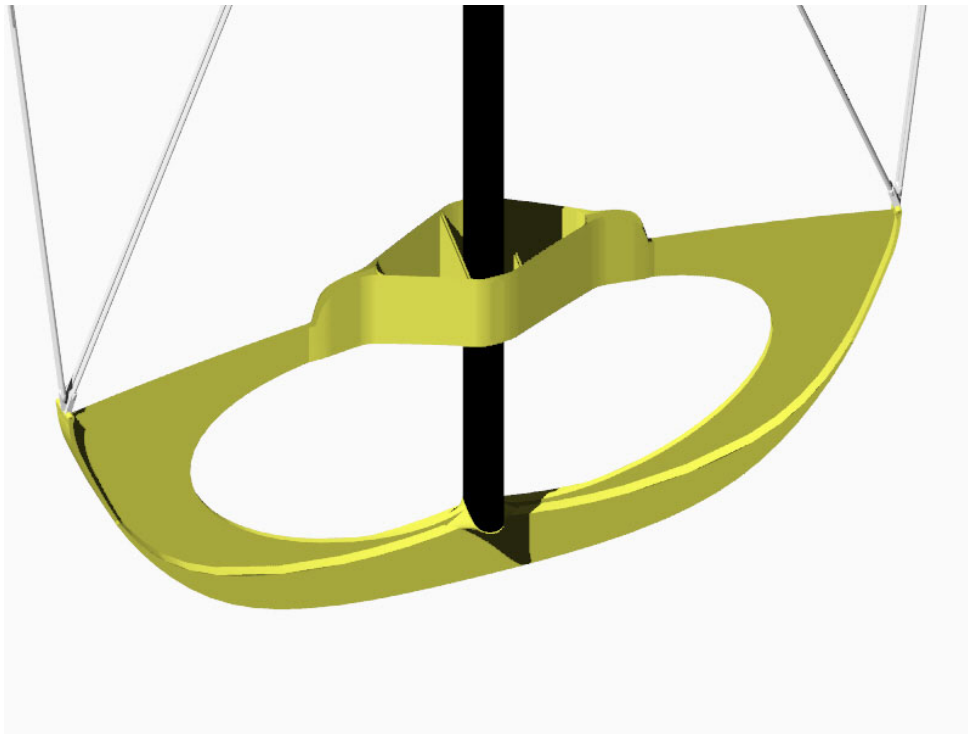


Figura VI



Figura VII

1.4. Refuerzos del casco.

Para completar la estructura hemos añadido una cuaderna en el tercio de proa. Este tipo de refuerzo esta muy recomendado para este tipo de barcos oceánicos que sufren fuertes cargas de "Slamming" que serán soportadas por los refuerzos longitudinales colocados en ese tercio de proa y obligados por la Guía ABS. Para soportar transversalmente esos elementos hemos de colocar una cuaderna que reduzca la clara entre refuerzos transversales, (fig VIII). En esa figura también podemos apreciar los refuerzos

longitudinales, tanto para refuerzo del casco en la zona de Slamming y en la zona de la quilla, como los refuerzos longitudinales que refuerzan la cubierta.

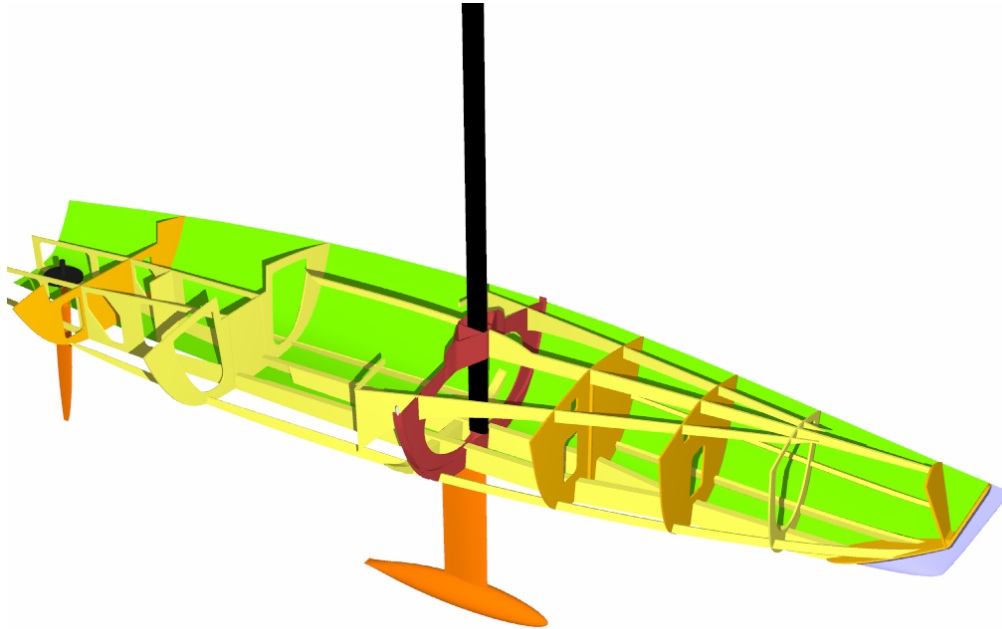


Figura VIII

1.5. Refuerzos de la quilla.

Otra elemento muy importante en la estructura es la varenga de la quilla. Este elemento refuerza la resistencia local del casco en la zona de inserción de la quilla. Realmente habría dos varengas, y así se ha definido en el escantillonado ABS, ya que el mamparo del mástil lleva integrada una varenga sobre la que se soporta el panel que formará ese mamparo. Y sobre esa varenga también se lamina el refuerzo que une estructuralmente la base del palo con los obenques.

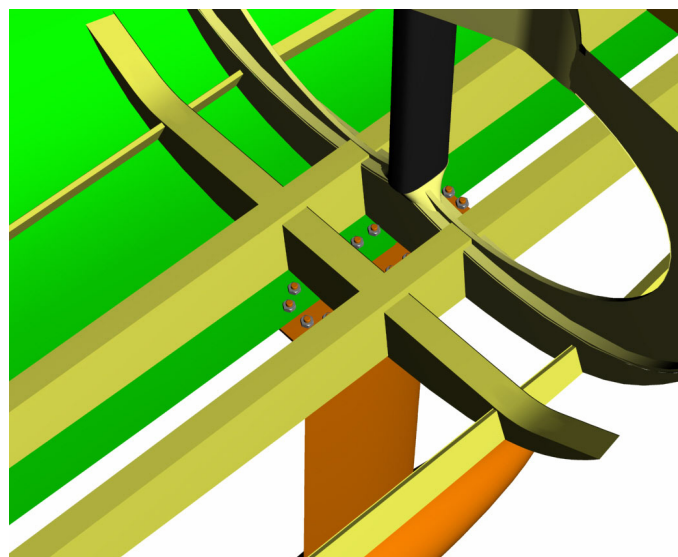


Figura IX

1.6. Refuerzos en la popa.

Otros elementos que completan la estructura son los mamparos longitudinales que refuerzan la bañera y el tercio de popa del barco. Estos refuerzos reciben parte de la carga de las burdas, que llega al espejo mediante unos cadenotes laminados al espejo. Desde el espejo las cargas se reparten, al casco y a esta estructura longitudinal.

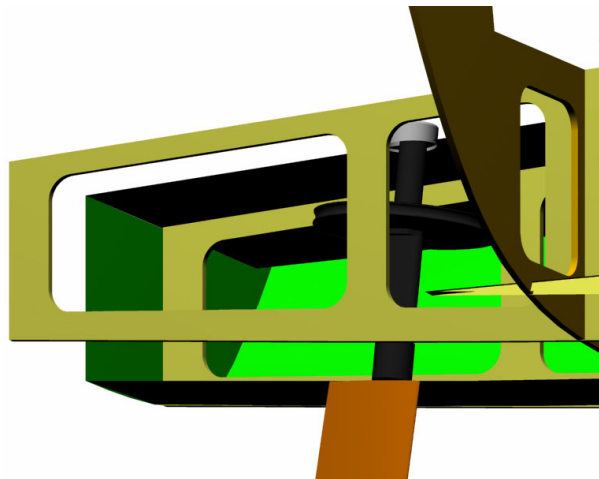


Figura X

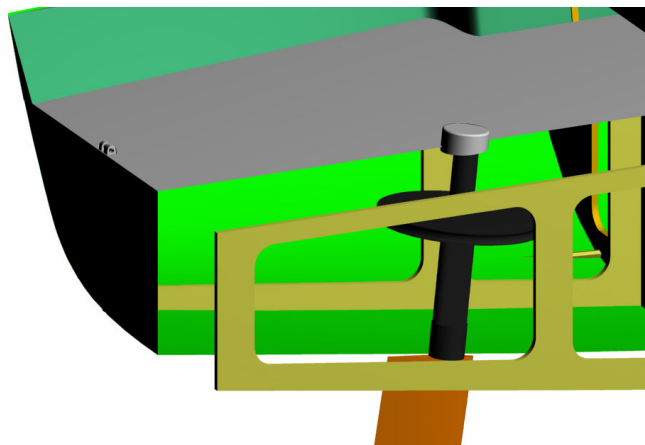


Figura XI

1.7. Cámara de máquinas.

No existe coma tal un espacio dedicado a la maquinaria de a bordo. El motor propulsor y el auxiliar se han posicionado de acuerdo a los criterios de la regla VO60 y minimizando la distancia entre la quilla y la cola de la hélice, para minimizar la turbulencia que llega hasta la misma generada por la quilla.

La caja del motor propulsor se sitúa debajo de la escalera de acceso a la cabina entre los refuerzos longitudinales (fig XII). Esta caja es estanca hasta 150mm por encima de la flotación como se pide en la norma.

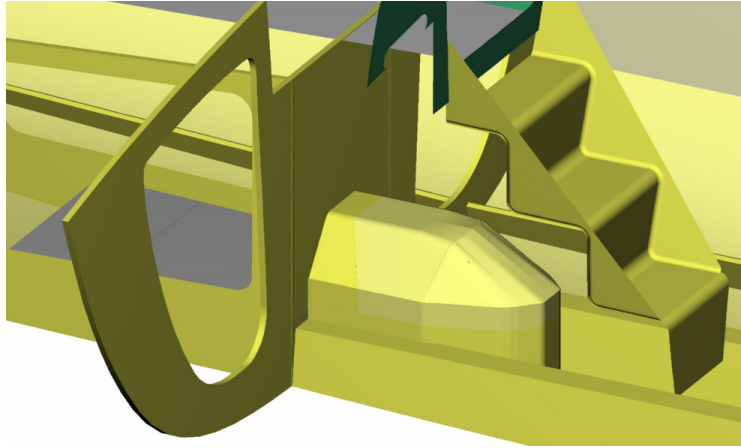


Figura XII

La caja del motor auxiliar se sitúa en crujía, a popa del mamparo del palo. En esa zona se aprovecha para montar un mueble central donde se alojan la desaladora, así como material de emergencia y depósitos, tanto de agua dulce como de servicio al motor auxiliar (fig XIII).

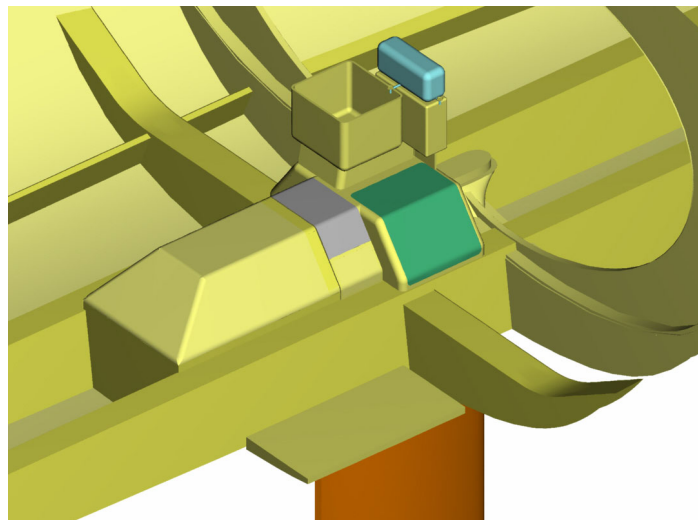


Figura XIII

1.8. Tanques.

Se instalan dos 4 tanques de D.O. tres a popa, detrás de la caja del motor propulsor. Dos de esos tanques son de uso ilimitado y uno de ellos de emergencia. Se instala un cuarto tanque de pequeñas dimensiones cerca de la caja del motor auxiliar de tal forma que pueda ser usado en caso de emergencia por gravedad.

El sistema de tanque de agua incluye obligatoriamente un tanque de emergencia situado debajo del asiento de la mesa de cartas. Se instala un tanque fijo en el mueble central para recoger la producción de la desaladora. El resto de la producción se recogerá en tanques no fijos, (botellas de plástico), más fácilmente manejables y almacenables. En la figura XIV vemos la disposición de estos tanques, en gris se representan los de D.O y en azul los de agua dulce.

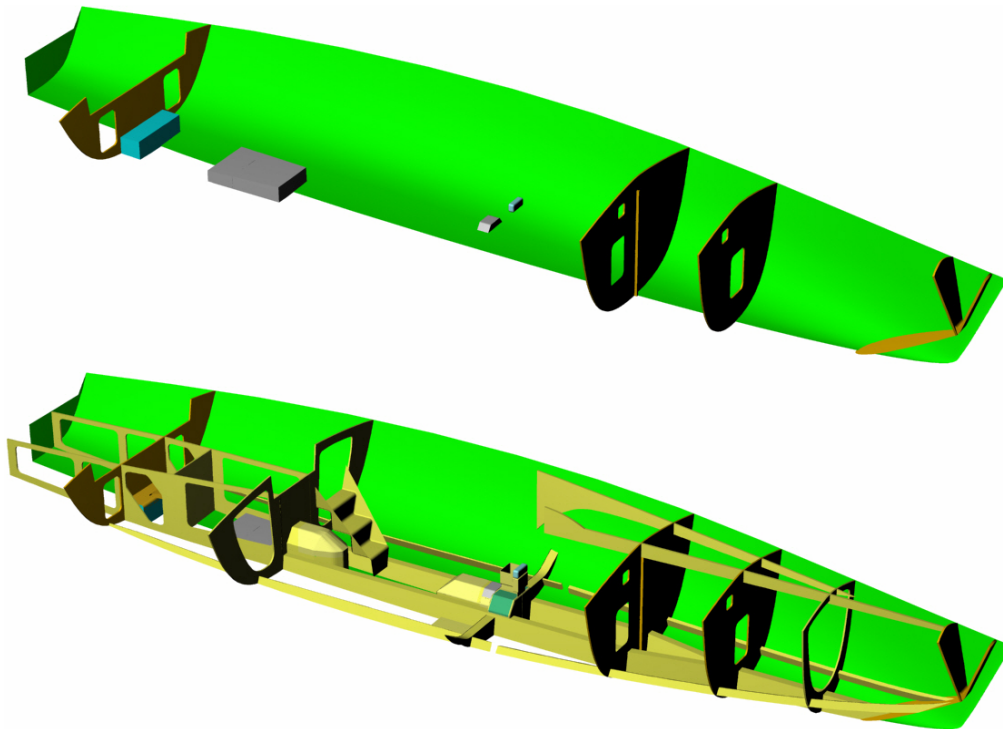


Figura XIV

1.9. Habilitación.

Nos exigen acomodación para 12 tripulantes. Esta acomodación sólo exige literas para estos tripulantes. La prioridad de este proyecto es optimizar las prestaciones con este fin en mente es difícil obtener una acomodación mínimamente aceptable.

La tripulación se suele dividir en dos turnos de 6 personas cada uno. Por tanto es difícil que tengamos más de 6 personas durmiendo al mismo tiempo. Para poder acomodar esta tripulación en la banda de barlovento, hemos instalado 6 camastros a cada banda, lo más cercanos posibles a los tanques de lastre y por tanto mejorando el par adrizante total. Estas literas son una estructura tubular con una lona como colchón. Se suspenden de la cubierta por medio de cabos para poder mantenerlas horizontales en condición de escora. También es usual en muchos barcos almacenar en esas literas las velas y mantener a la tripulación durmiendo en el suelo. Para facilitar ese almacenaje hemos tenido que evitar subdividir

longitudinalmente el espacio entre literas en las que se encuentran en el compartimiento central.

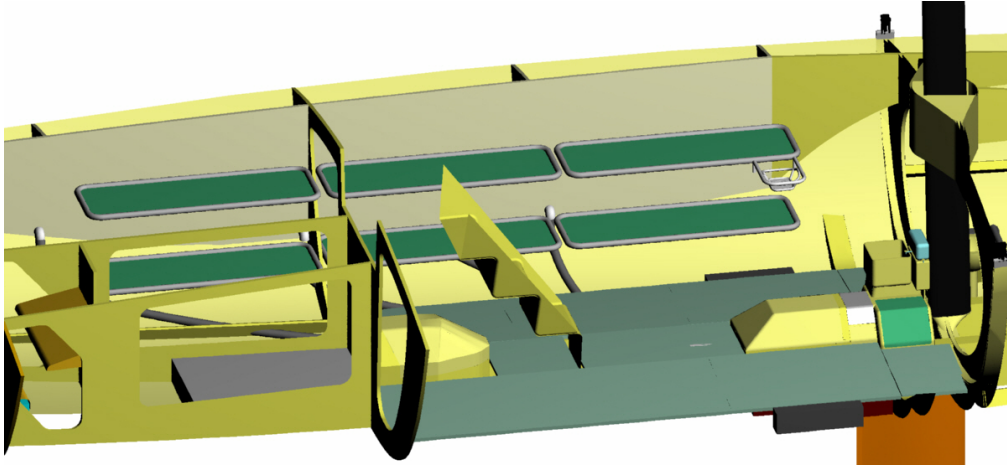


Figura XV

1.10. Baño.

Se instala un solo baño a proa del mamparo del palo. La separación entre esa zona y el resto se realiza mediante una tela sujeta al mamparo del palo. La intimidad no prima en estos barcos.

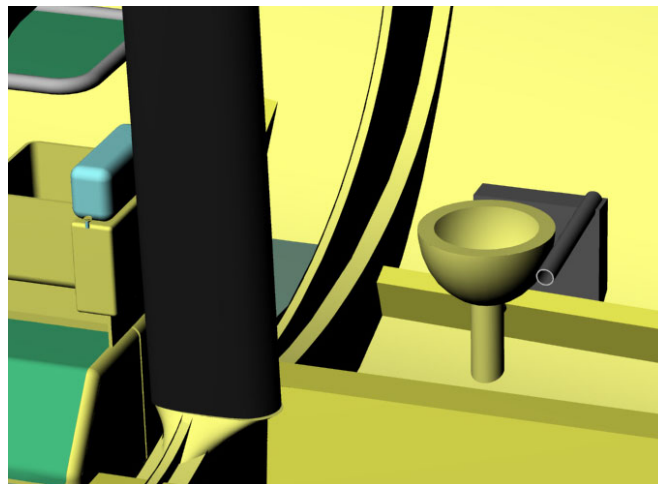


Figura XVI

1.11. Cocina.

La cocina se instala en el compartimiento central. Es una estructura tubular soportada por una de las literas y colgada al techo mediante cable para adaptarla a la escora del barco. Es alimentada mediante botellas desechables de propano.

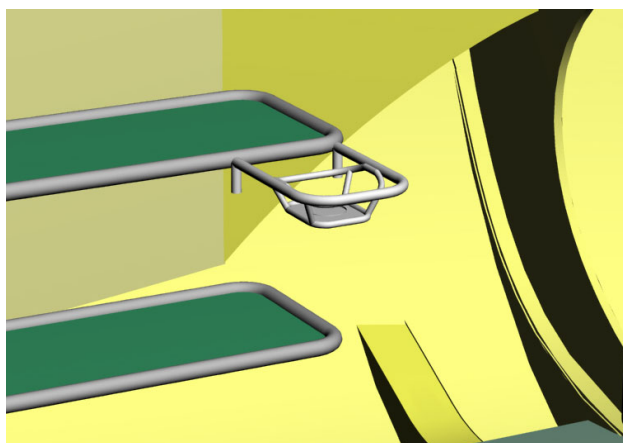
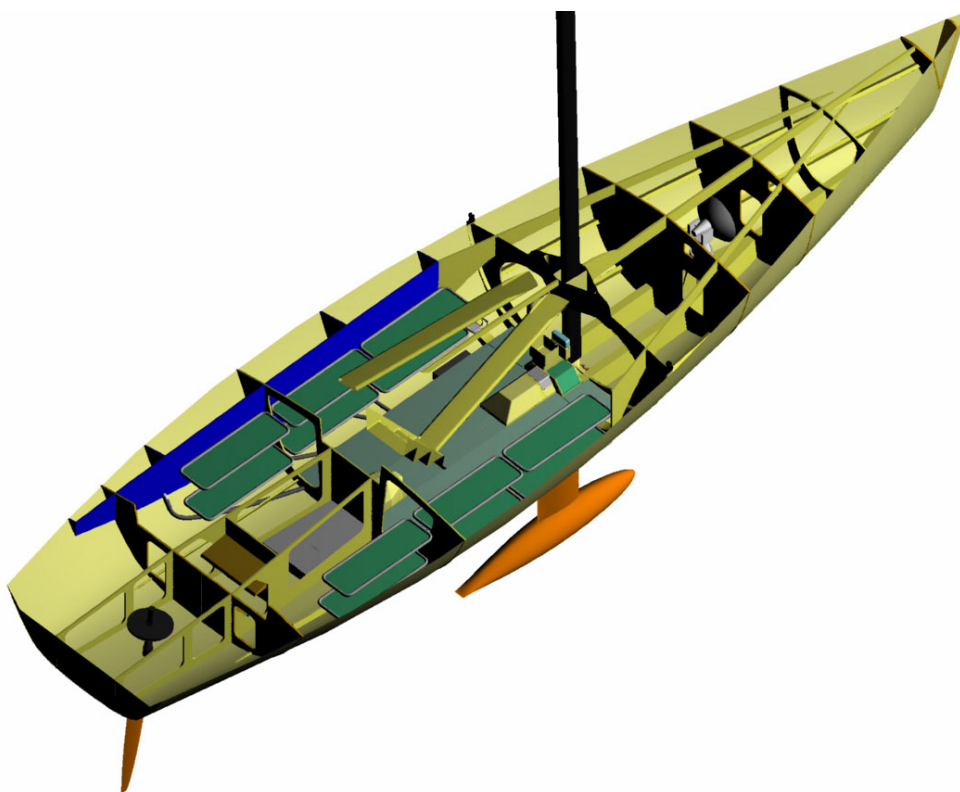


Figura XVII

2. Plano de disposición general.



3. Bibliografía.

- [1] Volvo Event Management UK Ltd. «The Volvo Ocean 60 Rule 2000», 2001.
- [2] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. ONNINK, R. «The Delft Systematic Yacht Hull (Series II) Experiments» The Tenth Chesapeake Sailing Yacht Symposium, 1991, pp 27-39.
- [3] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. VERSLUIS, A. «Sailing Yacht Performance in Calm and in Waves» The Eleventh Chesapeake Sailing Yacht Symposium, 1993, pp 233-245.
- [4] MCRAE, B. «Windward Performance of the AME CRC Systematic Yacht Series» RINA International Conference on The Modern Yacht, Portsmouth, UK, March 1998.
- [5] ALAEZ, J.A. CARRILLO, E.J. RUIZ DE ELVIRA, M. «Copa América. Ensayos de Veleros: Metodología de Ensayos e Influencia de Parámetros en la Selección de la Carena» XXXVIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, Barcelona, Noviembre 2000.
- [6] CLAUGHTON, A.R. WELLICOME, J.F. «Sailing Yacht Design (Theory)». Longman. 1998.
- [7] LARSSON, L. Y ELIASSON, R.E. «Principles of Yacht Design» (2º Edición). Adlard Coles Nautical, Londres 2000.
- [8] SOUTO, A., «Nuevas herramientas de diseño de formas de buques basadas en códigos de flujo potencial». Tesis Doctoral. Departamento de Arquitectura y Construcción Navales. E.T.S.I. Navales. U.P. Madrid. 2001.
- [9] Centro Internacional para métodos numéricos en Ingeniería, CIMNE. GiD Manual de Utilización.
- [10] ROBERT MCNEEL & ASSOCIATES. Rhinoceros Nurbs modeling for Windows. User Manual. 1993-2001.
- [11] WWW.2002.volvooceanrace.org
- [12] WWW.knmi.nl

1. Tablas de características hidrostáticas.	2
1.1. Características generales del barco con apéndices adrizado.....	2
1.2. Características de la carena sin apéndices adrizada.	2
1.3. Datos para carenas inclinadas con apéndices.....	8
1.4. Curvas de estabilidad a grandes ángulos.....	9

1. Tablas de características hidrostáticas.

1.1. Características generales del barco con apéndices adrizado.

La tabla **iError! No se encuentra el origen de la referencia.** muestra las hidrostáticas de la carena con apéndices, variando el calado del barco desde 3.7 m hasta 3.9 m.

La figura **iError! No se encuentra el origen de la referencia.** muestra los gráficos de los datos hidrostáticos de la tabla I.

1.2. Características de la carena sin apéndices adrizada.

La tabla II muestra las hidrostáticas de la carena desnuda.

La figura II muestra los gráficos de los datos hidrostáticos.

La figura III muestra los resultados de los datos de forma (C_p , Coeficiente en la maestra y coeficiente en flotación) obtenidos en las hidrostáticas. Estos datos son los usados normalmente para comparar distintos barcos y para optimización de formas.

1.3. Datos para carenas inclinadas con apéndices.

La tabla III contiene los valores de KN para distintos desplazamiento y distintos ángulos de escora. Se han tomado los desplazamientos considerados significativos, y ángulos desde 10° hasta 90°.

La figura IV representa los datos de la tabla III.

Desplazamiento Kg	KN a 10°	KN a 20°	KN a 30°	KN a 40°	KN a 50°	KN a 60°	KN a 70°	KN a 80°	KN a 90°
13000	1.03	1.945	2.73	3.413	3.946	4.305	4.518	4.741	4.613
13556	1.029	1.946	2.736	3.422	3.953	4.309	4.515	4.735	4.608
14111	1.027	1.948	2.742	3.43	3.958	4.313	4.514	4.73	4.604
14667	1.025	1.949	2.747	3.437	3.963	4.316	4.513	4.725	4.599
15222	1.024	1.95	2.752	3.443	3.967	4.319	4.514	4.72	4.595
15778	1.022	1.951	2.756	3.449	3.97	4.321	4.515	4.715	4.591
16333	1.021	1.951	2.76	3.454	3.973	4.324	4.516	4.71	4.587
16889	1.019	1.952	2.764	3.458	3.976	4.324	4.516	4.706	4.583
17444	1.018	1.952	2.768	3.461	3.978	4.325	4.516	4.702	4.579
18000	1.016	1.952	2.771	3.465	3.98	4.326	4.516	4.697	4.576

Tabla III

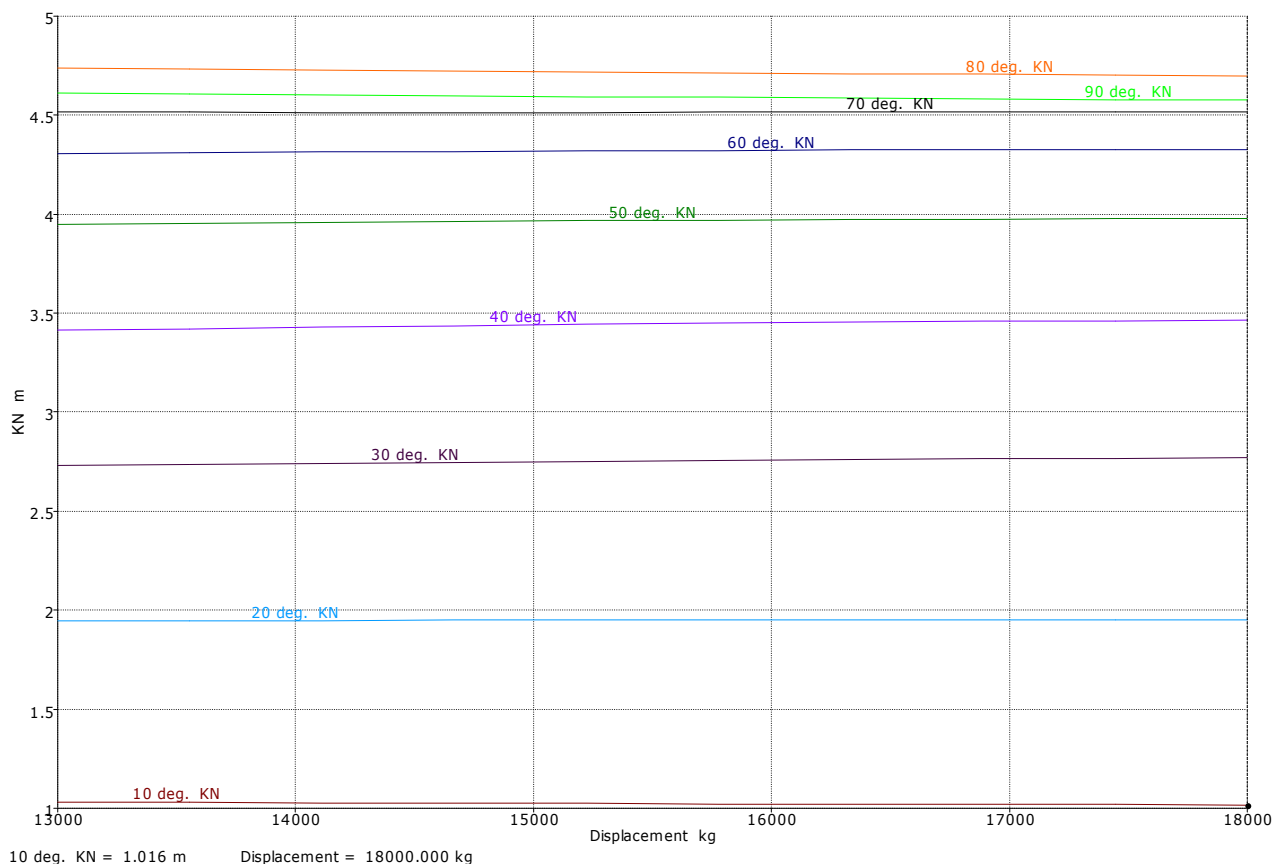


Figura IV

1.4. Curvas de estabilidad a grandes ángulos.

Las dos gráficas que se presentan a continuación representan el brazo adrizante para distintos ángulos de escora. En la primera gráfica el barco se encuentra en condiciones de navegación sin usar los tanques de lastre laterales. En la segunda gráfica obtenemos los brazos adrizantes con los tanques de lastre de una banda llenos.

Con estas gráficas podemos comparar la mejora en estabilidad cuando usamos los tanques de lastre. Y sirve de guía para calcular la presión en las velas conociendo el ángulo de escora con que se navega.

Condición de navegación con tanques de lastre vacíos.

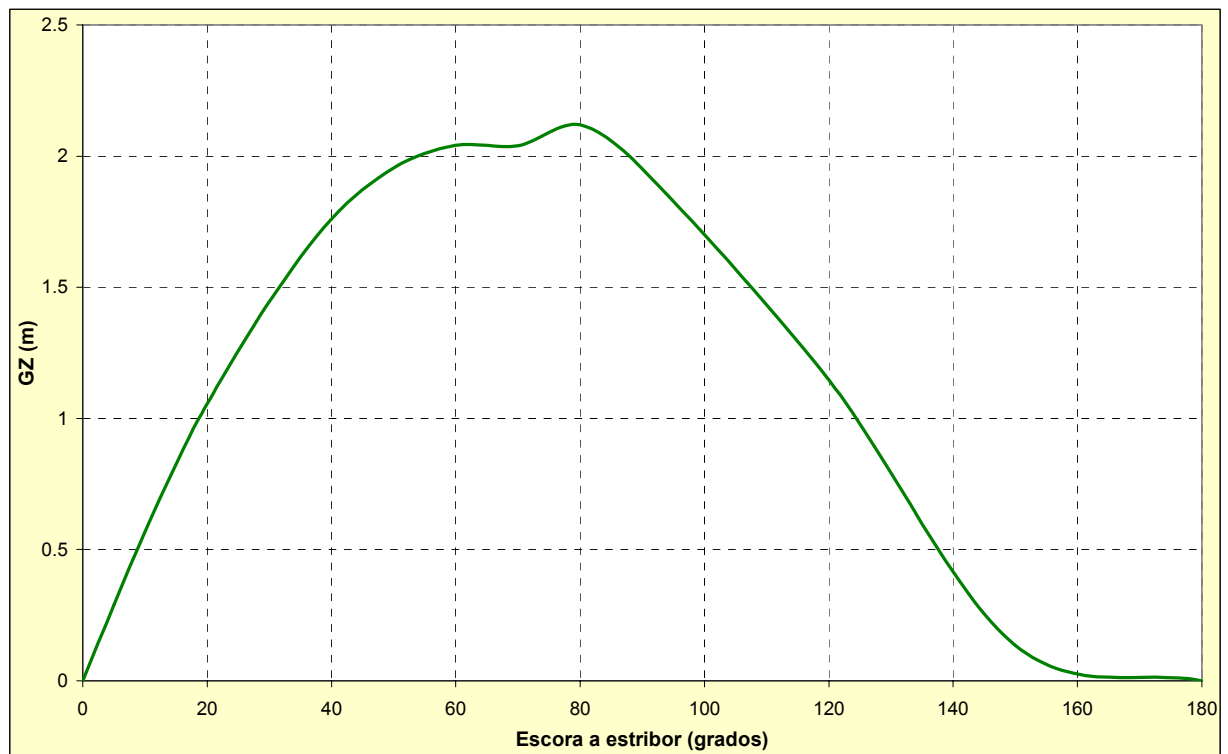


Figura V

Condición de navegación con tanques de lastre de una banda llenos.

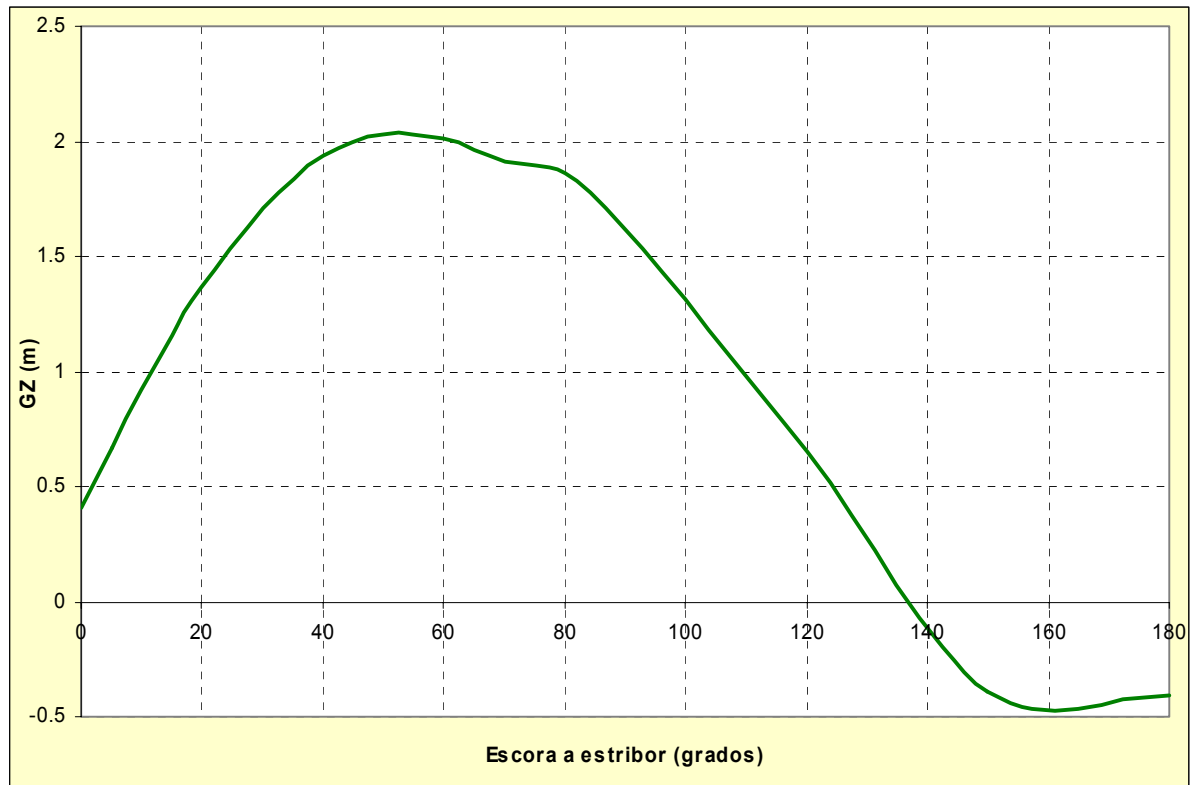


Figura VI

Carena con apéndices adrizada.

Calado medio m	3.7	3.722	3.744	3.767	3.789	3.811	3.833	3.856	3.878	3.9
Desplazamiento kg	11336	12298	13289	14307	15353	16425	17524	18649	19800	20976
Eslora en la flotación m	18.655	18.682	18.704	18.719	18.731	18.743	18.753	18.764	18.775	18.786
Manga en la flotación m	3.544	3.599	3.651	3.701	3.749	3.794	3.839	3.88	3.922	3.961
Área mojada m^2	55.904	57.491	59.068	60.603	62.1	63.602	65.13	66.63	68.143	69.551
Área flotación m^2	41.574	42.847	44.1	45.307	46.491	47.663	48.816	49.945	51.075	52.078
Coeficiente prismático	0.394	0.407	0.42	0.433	0.445	0.457	0.468	0.479	0.489	0.499
Coeficiente de bloque	0.045	0.048	0.051	0.053	0.056	0.059	0.062	0.065	0.067	0.07
Coeficiente en la maestra	0.127	0.131	0.134	0.137	0.14	0.143	0.147	0.15	0.153	0.157
Coeficiente en flotación	0.629	0.637	0.646	0.654	0.662	0.67	0.678	0.686	0.694	0.7
LCB desde Ppr m	-8.903	-8.967	-9.03	-9.091	-9.15	-9.209	-9.266	-9.322	-9.378	-9.433
LCF desde Ppr m	-9.683	-9.765	-9.847	-9.927	-10.005	-10.084	-10.164	-10.241	-10.321	-10.382
KB m	3.348	3.376	3.403	3.428	3.452	3.475	3.496	3.517	3.538	3.557
KG m	2.637	2.637	2.637	2.637	2.637	2.637	2.637	2.637	2.637	2.637
BMt m	2.74	2.681	2.625	2.57	2.518	2.469	2.421	2.376	2.333	2.291
BML m	58.984	57.675	56.497	55.346	54.281	53.335	52.468	51.636	50.941	49.912
GMt m	3.451	3.42	3.391	3.361	3.333	3.306	3.28	3.257	3.234	3.212
GML m	59.694	58.415	57.263	56.137	55.096	54.173	53.327	52.516	51.842	50.832
KMt m	6.088	6.057	6.027	5.998	5.97	5.943	5.917	5.894	5.871	5.849
KML m	62.331	61.052	59.899	58.774	57.733	56.81	55.964	55.153	54.478	53.469
Immersion (TPC) t/cm	0.426	0.439	0.452	0.464	0.477	0.489	0.5	0.512	0.524	0.534
MTc t.m	0.391	0.415	0.44	0.464	0.489	0.515	0.54	0.566	0.594	0.617
RM a 1 grado kg.m	682.747	734.085	786.342	839.202	893.075	947.756	1003.3	1059.999	1117.424	1175.786

Tabla I

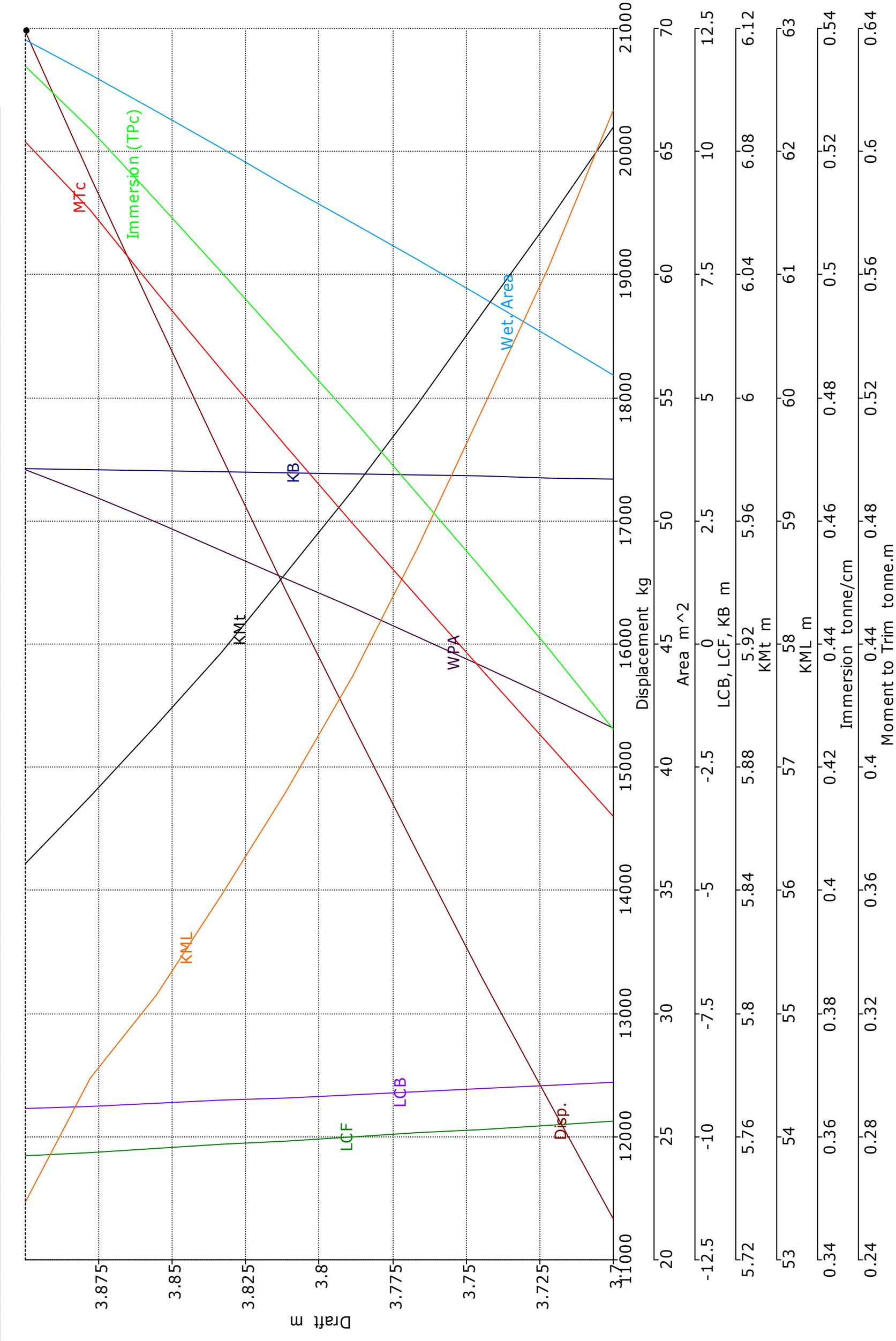


Figura I

Carena sin apéndices adrizada.

Calado medio m	0.4	0.422	0.444	0.467	0.489	0.511	0.533	0.556	0.578	0.6
Desplazamiento kg	9792	10729	11696	12691	13714	14765	15842	16946	18075	19231
Eslora en la flotación m	16.647	16.926	17.167	17.401	17.629	17.855	18.079	18.304	18.528	18.753
Manga en la flotación m	3.498	3.554	3.609	3.66	3.71	3.757	3.802	3.846	3.888	3.929
Área mojada m^2	42.768	44.38	45.956	47.506	49.041	50.569	52.073	53.587	55.099	56.61
Área flotación m^2	40.46	41.789	43.068	44.307	45.516	46.706	47.859	49.015	50.154	51.28
Coeficiente prismático	0.59	0.591	0.592	0.594	0.594	0.594	0.593	0.593	0.592	0.591
Coeficiente de bloque	0.41	0.412	0.415	0.417	0.419	0.42	0.422	0.423	0.424	0.424
Coeficiente en la maestra	0.779	0.78	0.781	0.783	0.787	0.789	0.79	0.791	0.791	0.792
Coeficiente en flotación	0.695	0.695	0.695	0.696	0.696	0.696	0.696	0.696	0.696	0.696
LCB desde Ppr m	-8.869	-8.937	-9.003	-9.067	-9.129	-9.19	-9.249	-9.307	-9.364	-9.42
LCF desde Ppr m	-9.607	-9.695	-9.778	-9.859	-9.94	-10.02	-10.097	-10.177	-10.256	-10.336
KB m	0.255	0.268	0.282	0.296	0.309	0.323	0.336	0.35	0.363	0.377
KG m	-0.65	-0.65	-0.65	-0.65	-0.65	-0.65	-0.65	-0.65	-0.65	-0.65
Bmt m	3.011	2.927	2.848	2.775	2.706	2.641	2.581	2.524	2.47	2.419
BML m	64.671	62.919	61.249	59.682	58.258	56.969	55.742	54.701	53.745	52.895
GMt m	3.916	3.845	3.78	3.721	3.665	3.614	3.567	3.524	3.484	3.446
GML m	65.576	63.837	62.181	60.628	59.218	57.942	56.728	55.701	54.759	53.922
KMt m	3.266	3.195	3.13	3.071	3.015	2.964	2.917	2.874	2.834	2.796
KML m	64.926	63.187	61.531	59.978	58.568	57.292	56.078	55.051	54.109	53.272
Inmersión (TPc) t/cm	0.415	0.428	0.442	0.454	0.467	0.479	0.491	0.503	0.514	0.526
MTc t.m	0.372	0.396	0.421	0.445	0.47	0.495	0.52	0.546	0.573	0.6
RM a 1 grado kg.m	669.202	720.033	771.6	824.067	877.165	931.331	986.22	1042.07	1099.017	1156.709

Tabla II

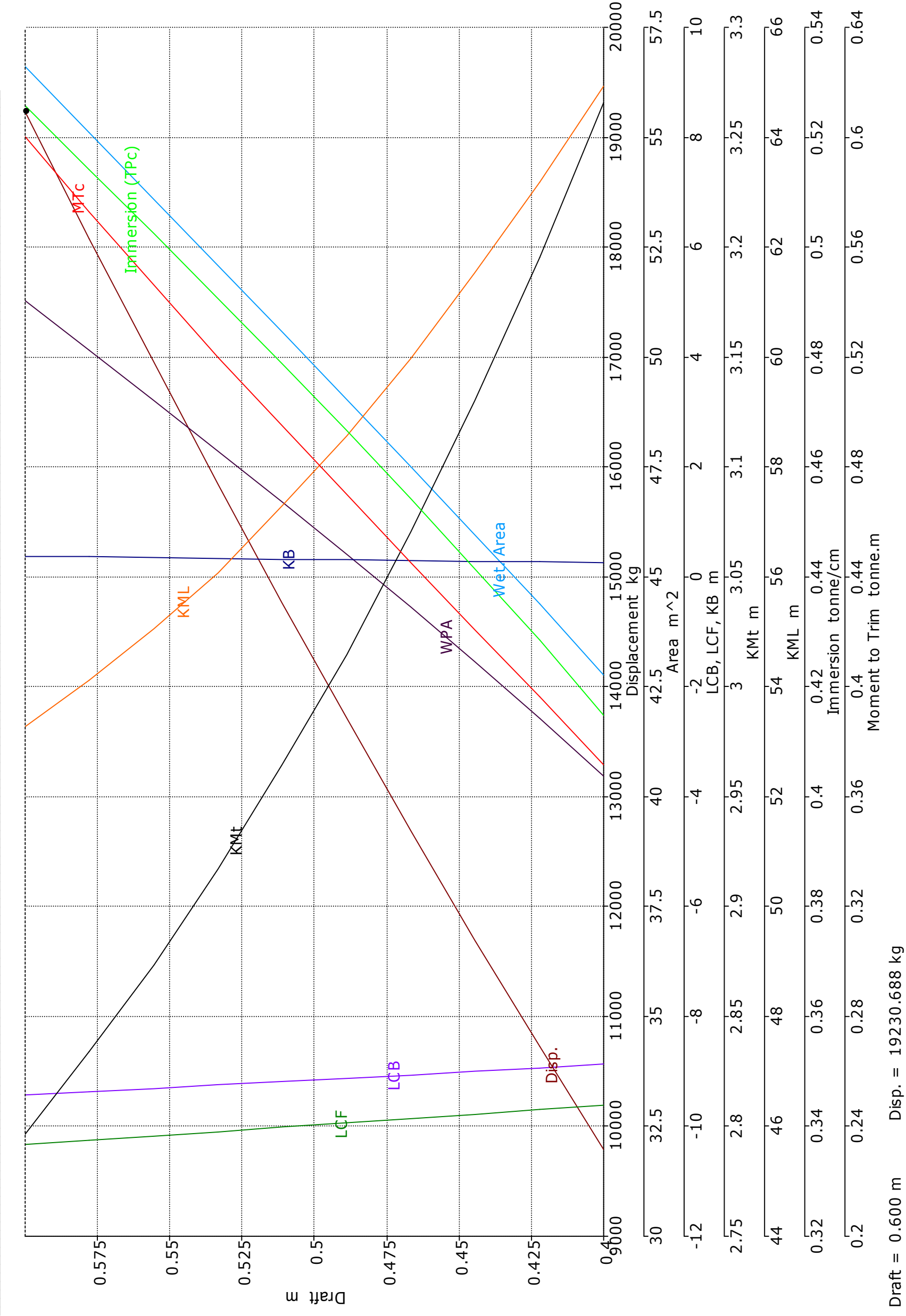


Figura II

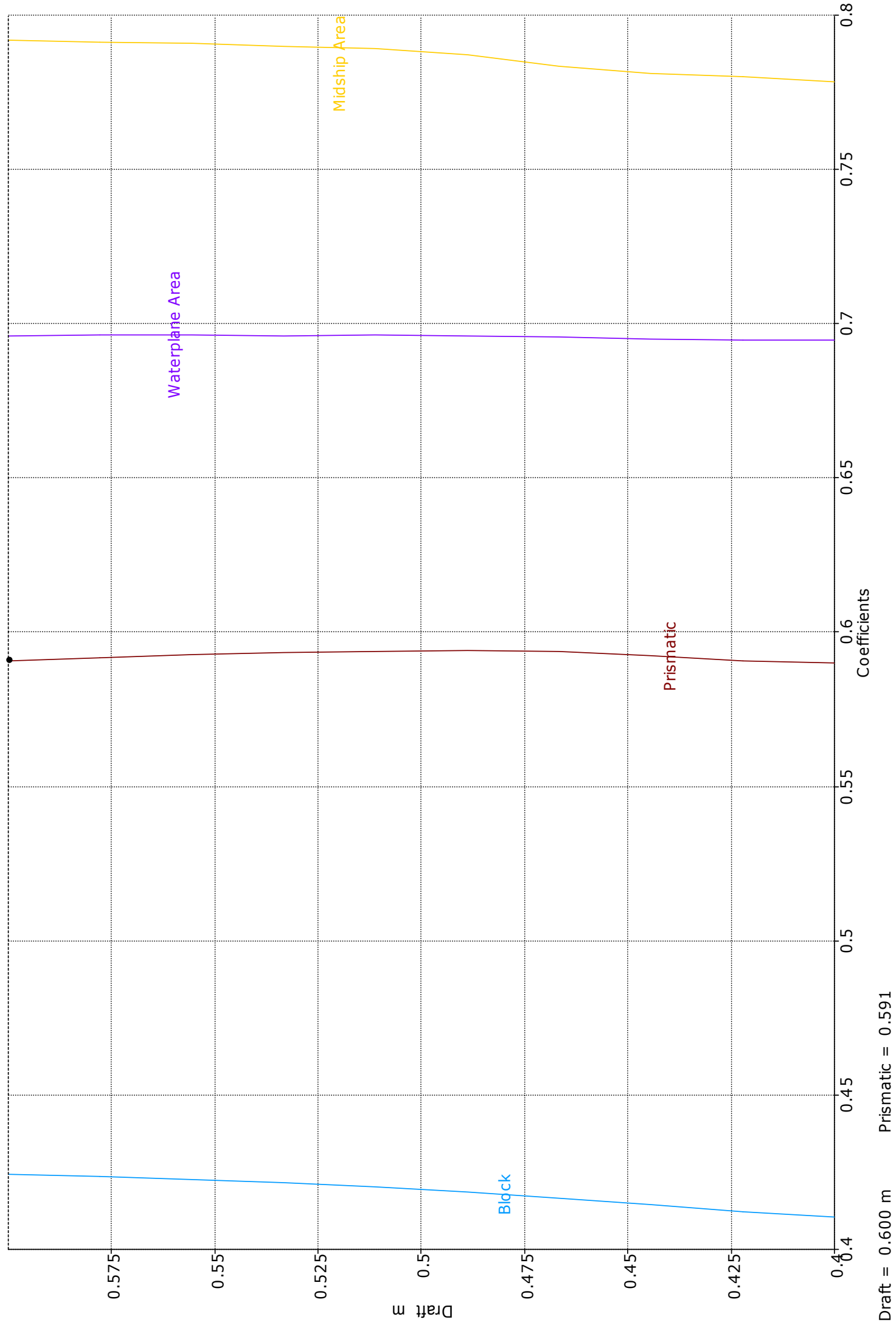


Figura III

1. Estimación de la potencia propulsora.....	2
1.1. Resistencia viscosa del casco sin apéndices.	2
1.2. Resistencia residual del casco sin apéndices.	2
1.3. Resistencia de apéndices.	4
1.3.1. Resistencia viscosa de apéndices.....	4
1.3.2. Resistencia de interferencia.	5
1.3.3. Resistencia residual de apéndices.....	6
1.4. Resistencia por rugosidad.	6
1.5. Resistencia de la obra muerta.	6
2. Hélice.	8
2.1. Cálculo de la hélice.	9
3. Timón.....	11
3.1. Timón de emergencia.....	11
4. Propulsión a vela.	12
4.1. Dimensionado de la superficie vélica	12
4.2. Evaluación de la solución. Programa de predicción de potencia....	14
5. Bibliografía.	16

1. Estimación de la potencia propulsora

Para la estimación de la potencia necesaria para que el barco navegue a la velocidad de proyecto, 7 nudos, al 100% MCR, se va a utilizar el método desarrollado por la Universidad de Delft, ya descrito en el cuadernillo 1. En ese cuadernillo ya se calcularon las resistencias residuales para los cascos que se estaban probando, e incluso se realizó una primera estimación de potencia para el casco que se decidió tomar como base.

La potencia buscada corresponde a nuestro barco navegando sin velas, sin escora y en un mar en calma.

El cálculo de la resistencia se divide en:

- Cálculo de la resistencia viscosa del casco.
- Obtención de la resistencia residual del casco.
- Resistencia de apéndices.
- Resistencia por rugosidad
- Resistencia de la obra muerta.

1.1. Resistencia viscosa del casco sin apéndices.

Se calcula la resistencia viscosa mediante la expresión:

$$R_v = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot C_f = \mathbf{1014 \text{ N.}}$$

donde:

ρ : Densidad del agua **1025 Kg/m³**

V: Velocidad del barco **3.6 m/s**

S: Superficie mojada en reposo **63.301 m²**

C_f : coeficiente de fricción $C_f = \frac{0.075}{(\log(R_n) - 2)^2} = \mathbf{0.00241}$

R_n : Número de Reynolds $R_n = \frac{V \cdot 0.7 \cdot L_{wl}}{\nu} = \mathbf{3.7546 \cdot 10^7}$

L_{wl} : Eslora en la flotación. **17.73 m.**

ν : Viscosidad cinemática. **1.19 10⁻⁶ m²/s.**

$R_v = \mathbf{1014 \text{ N}}$

1.2. Resistencia residual del casco sin apéndices.

Para calcular la resistencia añadida se parte de unos parámetros que definen la carena en estudio. Mediante unos coeficientes de correlación, cuyos valores dependen del número de Fraude. Esta es la resistencia que se calcula directamente por la serie sistemática Delft IV Ref [3].

Esta resistencia es la suma de la resistencia de presión de origen viscoso también llamada resistencia de formas y la resistencia por formación de olas. Estas son resistencias para las que no hay una fórmula concreta, ya que dependen íntimamente de las formas del casco. Para poder aproximarlas sin tener que realizar ensayos de canal aparecieron las series sistemáticas de yates como la que usaremos en este caso.

El polinomio que calcula esta resistencia es:

$$\frac{R_{rh}}{\nabla_c \rho \cdot g} = a_0 + \left(a_1 \cdot \frac{LCB_{fpp}}{L_{wl}} + a_2 \cdot C_p + a_3 \cdot \frac{\nabla_c^{2/3}}{A_w} + a_4 \cdot \frac{B_{wl}}{L_{wl}} \right) \cdot \frac{\nabla_c^{1/3}}{L_{wl}} + \left(a_5 \cdot \frac{\nabla_c^{2/3}}{S_c} + a_6 \cdot \frac{LCB_{fpp}}{LCF_{fpp}} + a_7 \cdot \left(\frac{LCB_{fpp}}{L_{wl}} \right)^2 + a_8 \cdot C_p^2 \right) \cdot \frac{\nabla_c^{1/3}}{L_{wl}}$$

siendo los datos de la carena:

R_{rh} : Resistencia residual del casco sin apéndices. **308 N**.

∇_c : Desplazamiento del casco sin apéndices. **13.89 m³**.

g : **9.81 m/s²**.

B_{wl} : Manga en la flotación. **3.731 m**.

LCB_{fpp} : Posición longitudinal del centro de carena hasta la perpendicular de proa. **9.16 m**.

LCF_{fpp} : Posición longitudinal del centro de flotación hasta la perpendicular de proa. **9.962 m**.

C_p : Coeficiente prismático. **0.594**.

A_w : Área de la flotación. **45.98 m²**.

Los coeficientes de correlación necesarios para nuestra velocidad de $F_N = 0.273$. Vienen dados en tablas publicadas en Ref [3].

Las velocidades más cercanas a la nuestra son:

F_n	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8
0.25	0.0027	0.0463	-0.1263	0.015	0.0274	-0.0299	0.011	-0.0595	0.122
0.3	0.0056	-0.8005	0.4891	0.0269	0.0519	-0.0313	0.0292	0.7314	-0.3619

Tabla I

Y sus valores de resistencia calculadas son:

F_n	R_r (N)
0.25	194.39
0.3	441.393

Interpolando para nuestra velocidad obtenemos la resistencia buscada.

$R_r = 308 \text{ N}$

La resistencia calculada por la serie Delft para el resto de velocidades es la representada en la figura I.

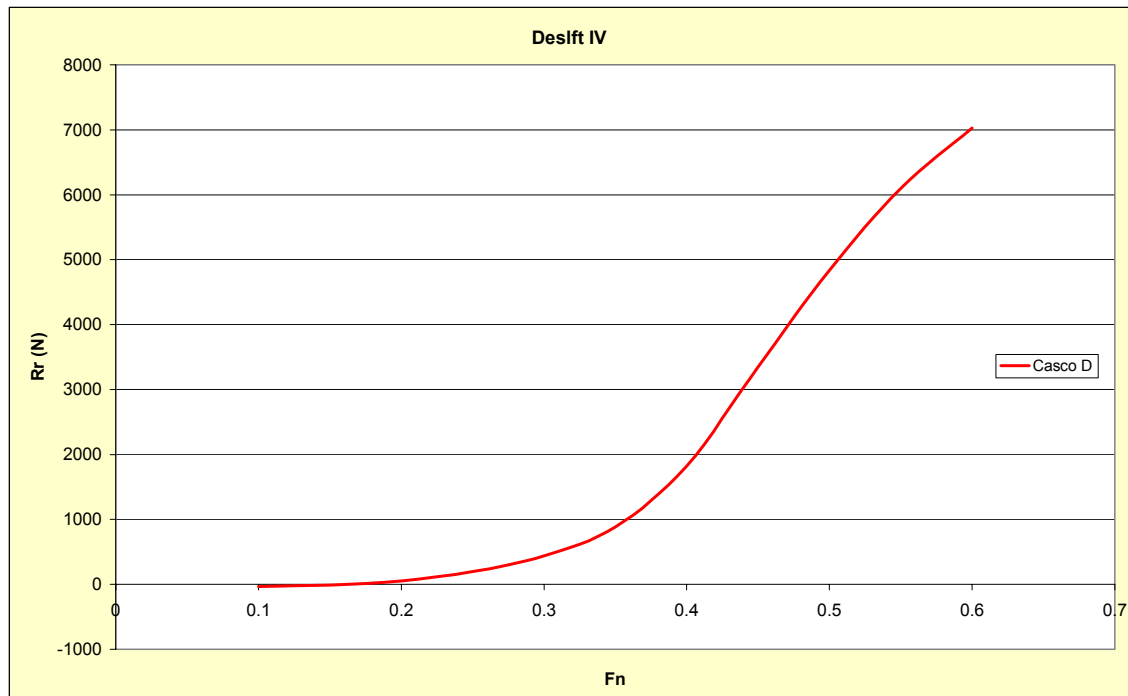


Figura I

1.3. Resistencia de apéndices.

El valor total de la resistencia de la orza se va a dividir en tres: Resistencia viscosa, resistencia residual y resistencia de interferencia.

1.3.1. Resistencia viscosa de apéndices.

Los datos geométricos del timón y la quilla desarrollados en el cuaderno 2 son:

Timón:

cuerda (c)	0.3992	m
Sup_mojada	2	m ²
t/c	0.130	

Quilla:

cuerda (c)	0.9	m
Sup_mojada	5.003	m ²
t/c	0.150	

Bulbo:

cuerda (c)	3.865	m
Sup_mojada	5.1334	m ²
t/c	0.1552	

Tabla II

Timón:

$$R_n = 1.214E+06$$

$$C_{DT} = 0.0052 \text{ (Cuaderno 2, definición del timón)}$$

$$R_{VT} = \frac{1}{2} \rho V^2 S \cdot C_{DT} = \mathbf{47.84 \text{ N}}$$

Quilla: (usando la misma formulación)

$$R_n = \mathbf{2.736 \cdot 10^6}$$

$$C_{DQ} = \mathbf{0.0041}$$

$$R_{VQ} = \mathbf{124.397 \text{ N}}$$

Bulbo:

$$R_n = 11.69 \cdot 10^6$$

$$C_{FB} = \frac{0.0585}{(\log_{10}(R_n \cdot C_{FB}))^2} = \text{(proceso iterativo)} = 0.00285$$

$$C_{DB} = \left(1 + 1.5 \left(\frac{t}{c} \right)^{1.5} + 7 \left(\frac{t}{c} \right)^3 \right) \cdot C_{FB} = \mathbf{3.197 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{VB} = \frac{1}{2} \rho V^2 S_B \cdot C_{DB} = \mathbf{111.13 \text{ N}}$$

De todo esto llegamos a la resistencia viscosa de los apéndices:

$$R_{VA} = R_{VT} + R_{VQ} + R_{VB} = \mathbf{283.37 \text{ N}}$$

1.3.2. Resistencia de interferencia.

$$R_{IA} = R_{I(\text{QUILLA-CARENA})} + R_{I(\text{TIMÓN-CARENA})} + R_{I(\text{BULBO-QUILLA})}$$

$$R_{I(\text{QUILLA-CARENA})} = \frac{1}{2} \rho \cdot t^2 \left(0.75 \left(\frac{t}{c} \right) - 0.003 \left(\frac{t}{c} \right)^2 \right) = \mathbf{0.68 \text{ N}}$$

$$R_{I(\text{BULBO-QUILLA})} = \mathbf{0.68 \text{ N}}$$

$$R_{I(\text{TIMON-CARENA})} = \mathbf{0.08 \text{ N}}$$

1.3.3. Resistencia residual de apéndices.

Debido a que no existe ninguna serie sistemática para este cálculo, tomaremos esta resistencia como un 10% de la viscosa en los apéndices según se describe en la referencia [7] Larsson.

$$R_{RA} = \mathbf{28.3 \text{ N}}$$

Debido a que calculamos la resistencia para 0° de deriva, no tiene sentido calcular resistencias inducidas, que solo se dan cuando hay ángulo de deriva. Tampoco calcularemos resistencias añadidas ya que el cálculo se realiza para mar en calma.

La resistencia total de los apéndices será:

$$R_{TA} = R_{VA} + R_{IA} + R_{RA} = \mathbf{312.35 \text{ N}}$$

1.4. Resistencia por rugosidad.

$K_b = 0.00015 \text{ m}$ (rugosidad para imprimación de poliuretano)

$$C_A = \left[105 \left(\frac{K_b}{L_{wl}} \right)^{1/3} - 0.64 \right] 10^{-3} = 0.001499$$

$$SM_{total} = 75.26 \text{ m}^2$$

$$R_r = \frac{1}{2} \rho \cdot SM_{total} \cdot V^2 \cdot C_A = \mathbf{749.8 \text{ N}}$$

1.5. Resistencia de la obra muerta.

Calculamos la resistencia que ofrece el casco al aire:

$$A_{TT} = 30.45 \text{ m}^2$$

$$C_{AA} = 0.001 \cdot \frac{A_{TT}}{SM_T} = 4.046 \cdot 10^{-4}$$

$$R_{aire} = \frac{1}{2} \rho_a \cdot SM_T \cdot V^2 \cdot C_{AA} = \mathbf{202.2 \text{ N}}$$

$$\rho_a = \text{densidad del aire} = 1.3 \text{ kg/m}^3$$

Calculemos la resistencia que produce la jarcia:

Resistencia del mástil:

$t_M = 0.180$ m espesor del mástil
 $L_M = 27.7$ m altura del mástil

$$R_{AM} = \frac{1}{2} \rho_a \cdot V^2 \cdot t_M \cdot L_M = \mathbf{39 \text{ N}}$$

Resistencia del aparejo:

$$R_{AA} = \frac{1}{2} \rho_a \cdot V^2 \cdot t_A \cdot L_A \text{ (N)}$$

t_A = Diámetro del elemento del aparejo (m)
 L_A = Longitud del elemento del aparejo (m)

Para los distintos elementos de la jarcia se ha elaborado una tabla, teniendo en cuenta que estamos ante jarcia doble y por tanto hay dos obenque en cada banda, haciendo un total de 4 obenque en cada tramo del mástil.

nº elementos	elemento	Diametro mm	Longitud m	Resistencia N
4	D5	7	3.114	0.87
4	V4	6	4.093	0.99
4	D4	9	4.745	1.71
4	V3	10	6.603	2.65
4	D3	14	7.164	4.02
4	V2	16	6.149	3.95
4	D2	15	6.752	4.06
4	V1	21	6.813	5.74
4	D1	20	7.1	5.70
1	estay	16	22.879	3.67
2	burdas altas	9	23.92	4.32
2	burdas bajas	9	17.5	3.16
1	backsaty	11	23.92	2.64
TOTAL				43.5

Tabla III

La resistencia de la obra muerta será la suma de las anteriores quedando:

$$R_{obra_muerta} = R_{aire} + R_{AM} + R_{AA} = \mathbf{285 \text{ N}}$$

Resistencia total.

De todo lo anterior se llega a una resistencia total del barco a una velocidad de **7 nudos** de:

$$R_T = R_{V_carena} + R_{R_carena} + R_{apenedices} + R_{rugosidad} + R_{obra_muerta} = \mathbf{2586 \text{ N.}}$$

Si damos un rendimiento a la transmisión del 95 % y un rendimiento de la hélice del 40 %.

Llegamos a que el motor debe suministrar una potencia al eje de **24.7 kW**.

La regla de la clase VO60 obliga a instalar un motor Volvo Penta MD22P cuya potencia nominal es de 41 kW, y por tanto cubre ampliamente las necesidades impuestas.

2. Hélice.

Para el cálculo de la hélice usaremos el dato de potencia a 95% de la MCR del motor. Por tanto la hélice se calculará para una potencia al eje de la misma de 37 kW.

Para saber que potencia le estamos suministrando al barco, es necesario conocer la curva de potencia completa. Para ello calculamos la resistencia total en el margen de velocidades necesario. El cálculo de resistencias se hace de manera totalmente análoga a como se ha realizado para el punto de velocidad anterior.

La curva de resistencia quedará de la siguiente forma.

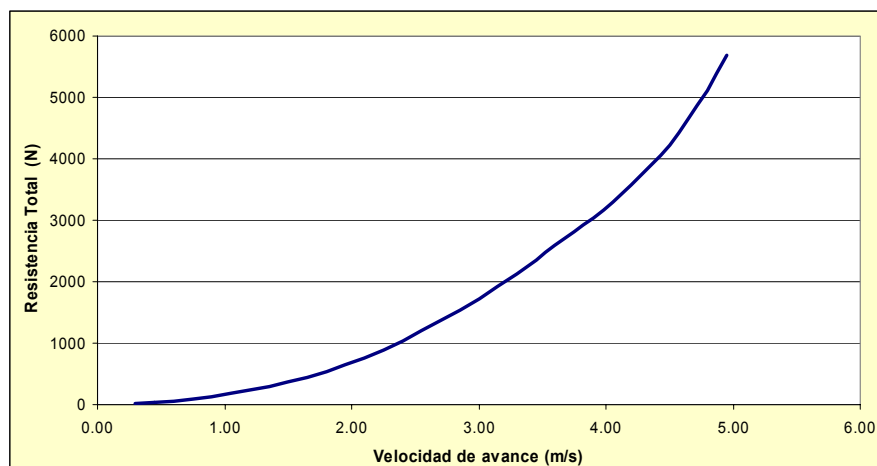


Figura II

La tabla de datos correspondiente a esa gráfica es la siguiente.

VELOCIDAD	RESISTENCIA
(m/s)	(N)
0.30	11
0.45	31
0.60	58
0.75	92
0.90	133
1.05	181
1.20	235
1.35	296
1.50	363
1.65	440
1.80	543
1.95	652
2.10	764
2.25	882
2.40	1034
2.55	1198
2.70	1367
2.85	1541
3.00	1726
3.15	1924
3.30	2132
3.45	2357
3.60	2586
3.75	2811
3.90	3043
4.05	3301
4.20	3566
4.35	3886
4.50	4223
4.65	4640
4.80	5104
4.95	5694

Tabla IV

La hélice permitida por las normas de la clase VO60 es una hélice plegable de dos palas de 43.18 cm de diámetro y 33.02 cm de paso.

2.1. Cálculo de la hélice.

En primer lugar se tiene que las revoluciones del motor son 3000 rpm, y la información disponible del mismo da una relación de reducción de **2.19:1**, para la transmisión con la que trabaja.

Realizaremos el cálculo de la hélice para el motor funcionando al 90 % del MCR. Como no conocemos el rendimiento de la hélice a ese régimen,

calcularemos los rendimientos para distintas velocidades de avance y para la hélice girando a las revoluciones de régimen, 22.8 rps.

Para realizar el calculo de los rendimientos de la hélice usaremos los gráficos de la serie sistemática para hélices de dos palas de Wageningen. Conocemos nuestra relación diámetro/paso que es 0.7647 por tanto solo hemos de calcular B_u y obtendremos directamente el rendimiento para ese punto.

Si aplicamos ese rendimiento al empuje necesario para mantener esa velocidad, obtendremos la potencia necesaria en el eje de la hélice. Aplicando un rendimiento de la transmisión del 95%, obtendríamos la potencia a la salida del motor. Haciendo este estudio para varias velocidades, obtenemos la siguiente tabla.

VELOCIDAD	RESISTENCIA	RENDIMIENTO DE HÉLICE	EMPUJE AL EJE DE LA HÉLICE	POTENCIA EN EL EJE DE LA HÉLICE
(m/s)	(N)		(N)	(Kw)
3.75	2811	0.53	5335	20.0
3.90	3043	0.53	5698	22.2
4.05	3301	0.54	6113	24.8
4.20	3566	0.54	6567	27.6
4.35	3886	0.55	7104	30.9
4.50	4223	0.55	7679	34.6
4.65	4640	0.55	8436	39.2

Tabla V

Del fabricante del motor, sabemos que al 100% de MCR, se obtiene una potencia en el eje de la hélice de 39 kW. Por tanto al 90% MCR obtendremos 35.1 kW. Si vemos nuestra tabla anterior, comprobaremos que a una velocidad de 4.5 m/s necesitaríamos una potencia de 34.6 kW.

Por tanto con la hélice de las dimensiones señaladas en el reglamento, y del tipo Troost de dos palas fijas del canal de Wageningen, podríamos alcanzar los 8.7 kn de velocidad.

Todos estos cálculos sobreestiman la realidad ya que en nuestro caso al ser una hélice plegable, el rendimiento se reduciría. Al no haber encontrado ninguna referencia a hélices plegables de dos palas en la literatura especializada, podemos suponer una perdida de rendimiento de alrededor del 20%. Con esta reducción para el punto calculado anteriormente de 34.6 kw, obtendríamos un empuje de 7679 N que para un rendimiento de la hélice del 0.41% podría vencer una resistencia de 3148 N que según los cálculos de resistencia anteriores corresponde a una velocidad del barco de 4 m/s o 7.77 Nudos.

3. Timón.

La configuración básica del timón quedo fijada en el cuaderno 2 de diseño de formas. Siendo sus parámetros característicos los siguientes.

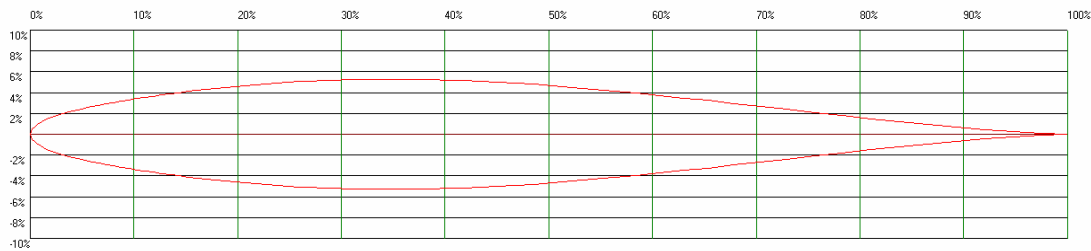


Figura III

Perfil	NACA 0013
Cuerda Raíz	0.491 m
Cuerda baja	0.115 m
Cuerda media	0.399 m
Altura	2.742 m
Relación de aspecto	6.87
Área proyectada	0.989 m²
C_{D-2D-0°	0.0052
Ángulo crítico	20 grados
$C_{L-2d-20^\circ}$	1.639

3.1. Timón de emergencia.

Tanto la regla VO60 como las especificaciones imponen la necesidad de un sistema de gobierno de emergencia. Este sistema solo usado cuando se inutilice el sistema principal constará de una pala de timón colgada en una caja sujeta al espejo de popa. Esta pala se mueve mediante una caña que puede ser uno de los separadores de la escota del spinnaker. De esta forma podemos gobernar en emergencias nuestro barco.

La regla VO60 exige una pala de timón de entre 1.75 hasta 2.25 m de longitud por debajo de la flotación. La Cuerda mínima será de 350 mm a una profundidad de 1.5 m. El espesor mínimo a esa profundidad será de 60mm.

Con estas restricciones podemos adecuar seleccionar un perfil similar al del timón principal, adaptado a las necesidades de espesor específicas. Para este caso con una cuerda de 350mm y un espesor mínimo de 60mm le correspondería un perfil NACA 0018 con este perfil y una cuerda de 350mm tendríamos un espesor de 63mm.

La construcción de este timón será similar a la del timón principal. El eje será el mismo adaptado a las necesidades de ir instalado en el espejo. La pala se reforzará para adaptarse al peso mínimo de 50 kg obligado por la regla. Podemos laminar una segunda capa de carbono sobre la pala para pasar de los 45 Kg del timón principal a los 50 kg del de emergencia.

4. Propulsión a vela.

Mediante un modelo desarrollado por G. Hazen se va a realizar el cálculo de las dimensiones de la vela y de la sustentación que va a producir la vela en función de la velocidad y dirección del viento. Por último, como criterio de evaluación de la solución obtenida, se presentarán los resultados de un programa de predicción de velocidad.

4.1. Dimensionado de la superficie vélica

Los parámetros que definen la superficie fueron calculados en el cuaderno 2 para el cálculo del centro de presiones aerodinámico. Los parámetros obtenidos son:

$I = 21.5 \text{ m}$; altura del génova.

$J = 7.4 \text{ m}$; pie del Génova. Distancia del arraigo del estay de proa al mástil.

$E = 7.5 \text{ m}$; pie de la Mayor. Longitud de la botavara.

$P = 24.4 \text{ m}$; altura de la Mayor.

El área de la mayor esta limitada por la regla VO60 a 117 m^2 y el área del foque se limita a 83 m^2 limitando el área total a 200 m^2 .

Estos valores se nombran de la siguiente forma:

$AM = 117 \text{ m}^2$; área de la mayor.

$AJ = 83 \text{ m}^2$; área del foque.

El centro de empujes de la vela se encuentra en el centro geométrico de los dos triángulos como se calculó en el cuaderno 2. Si se toman las medidas desde el punto más a proa de la cubierta, se llega a:

X(De Pr a Pp)	8.727 m.
Y (Desde Crujía)	0 m.
Z	11.621 m.

Tabla VI

Para obtener los coeficientes de sustentación y de resistencia de toda la vela se parte de unos coeficientes empíricos en función del tipo de vela y del ángulo de ataque del viento [Larsson]:

Coeficientes de sustentación.

Ángulo	Mayor (C_{LM})	Génova (C_{LJ})	Spi (C_{LS})
27	1.5	1.5	0
50	1.5	0.5	1.5
80	0.95	0.3	1
100	0.85	0	0.85
180	0	0	0

Coeficientes de resistencia. (Viscosa)

Ángulo	Mayor (C_{DM})	Génova (C_{DJ})	Spi (C_{DS})
27	0.02	0.02	0
50	0.15	0.25	0.25
80	0.8	0.15	0.9
100	1	0	1.2
180	0.9	0	0.66

Tabla VII

Los coeficientes de sustentación y de resistencia de toda la vela son:

$$C_L = \frac{C_{LM} \cdot A_M + C_{LJ} \cdot A_J}{A_N}$$

$$C_{DP} = \frac{C_{DPM} \cdot A_M + C_{DPJ} \cdot A_J}{A_N}$$

$$C_{DI} = C_L^2 \left(\frac{1}{\pi \cdot AR} + 0.005 \right)$$

$$C_{DO} = 1.13 \frac{(B_{max} \cdot FA) + (EHM \cdot EMDC)}{A_N}$$

$$C_D = C_{DP} + C_{DI} + C_{DO}$$

Para:

C_{DP} : Coeficiente de resistencia viscosa.

C_{DI} : Coeficiente de resistencia inducida.

C_{DO} : Coeficiente de resistencia del mástil.

FA: Francobordo medio **1.4 m**.

EHM: Altura del mástil sobre la cubierta **26 m**.

EMDC: Diámetro medio del mástil. **0.3 m**.

$$AR: \text{Relación de aspecto. Para rumbos cerrados: } AR = \frac{(1.1 \cdot (EHM + FA))^2}{A_N}$$

Para otros rumbos:
$$AR = \frac{(1.1 \cdot EHM)^2}{A_N}$$

Todo esto se presenta en la siguiente tabla:

Ángulo	CL (Sustentación)	CDP (Res. Viscosa)	CDI (Res. Inducida)	CDO (Res. Mástil)	CD (Total)
27	0.600	0.005	0.072	0.0355	0.112
50	1.334	0.100	0.402	0.0355	0.538
80	0.872	0.185	0.172	0.0355	0.392
100	0.709	0.199	0.114	0.0355	0.348
180	0.000	0.110	0.000	0.0355	0.145

Tabla VIII

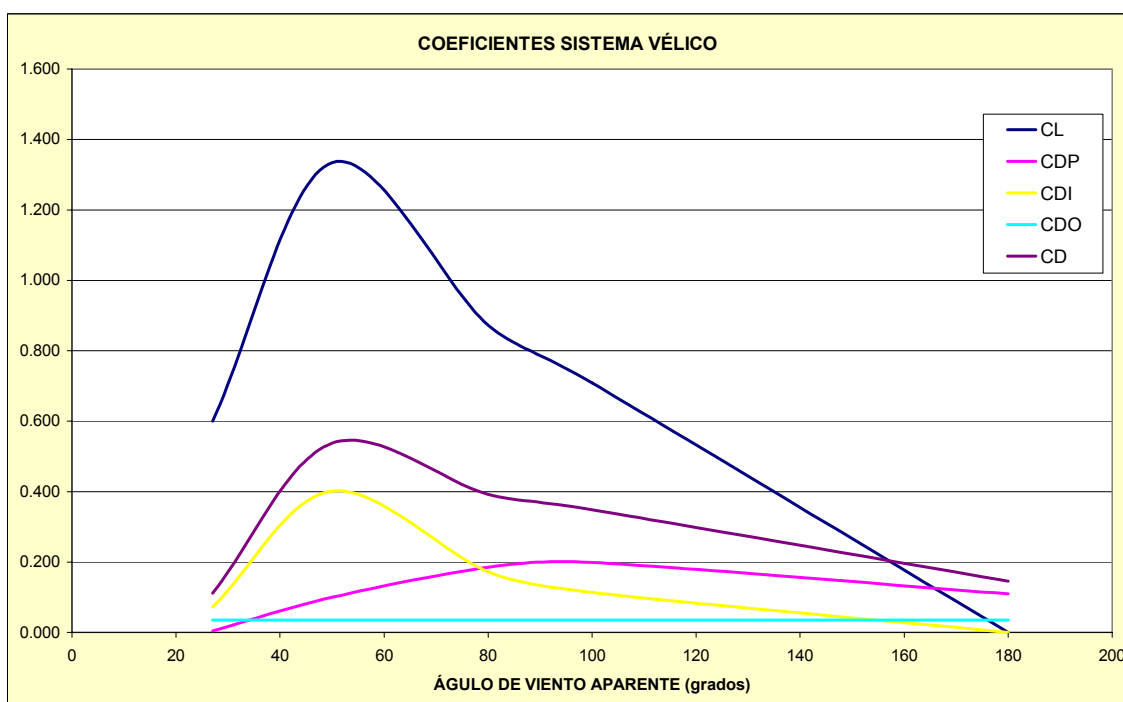


Figura IV

4.2. Evaluación de la solución. Programa de predicción de potencia.

Una vez obtenida la configuración de la vela, se va a hacer una comprobación del comportamiento del barco durante la navegación a vela. Para ello se utilizó el programa de predicción de velocidad del SPAN, que calcula la solución del estado de equilibrio de todas las fuerzas que actúan sobre el barco:

Fuerzas hidrodinámicas de resistencia y sustentación.
El peso del barco actuando en el centro de gravedad.
Fuerzas estáticas de empuje, actuando en el centro de carena.
Fuerzas aerodinámicas sobre la vela, dando energía motriz, par escorante y resistencia al avance.

Los datos de salida del programa se presentan como anexo.
Las velocidades vienen expresadas en nudos.

La velocidad máxima que obtiene el programa es para un viento de 20 nudos a un rumbo de 135°, y es de **11.8 nudos**.

Los datos se presentan en unas gráficas, que sólo deben ser tomadas como orientación, de la velocidad del barco a diferentes rumbos, diferenciando entre el uso del Spinnaker asimétrico y el del Génova. El eje vertical indica la velocidad del barco. La escala radial indica el ángulo aparente del viento. Cada línea indica la velocidad de barco para cada ángulo aparente de viento en una condición de velocidad de viento.

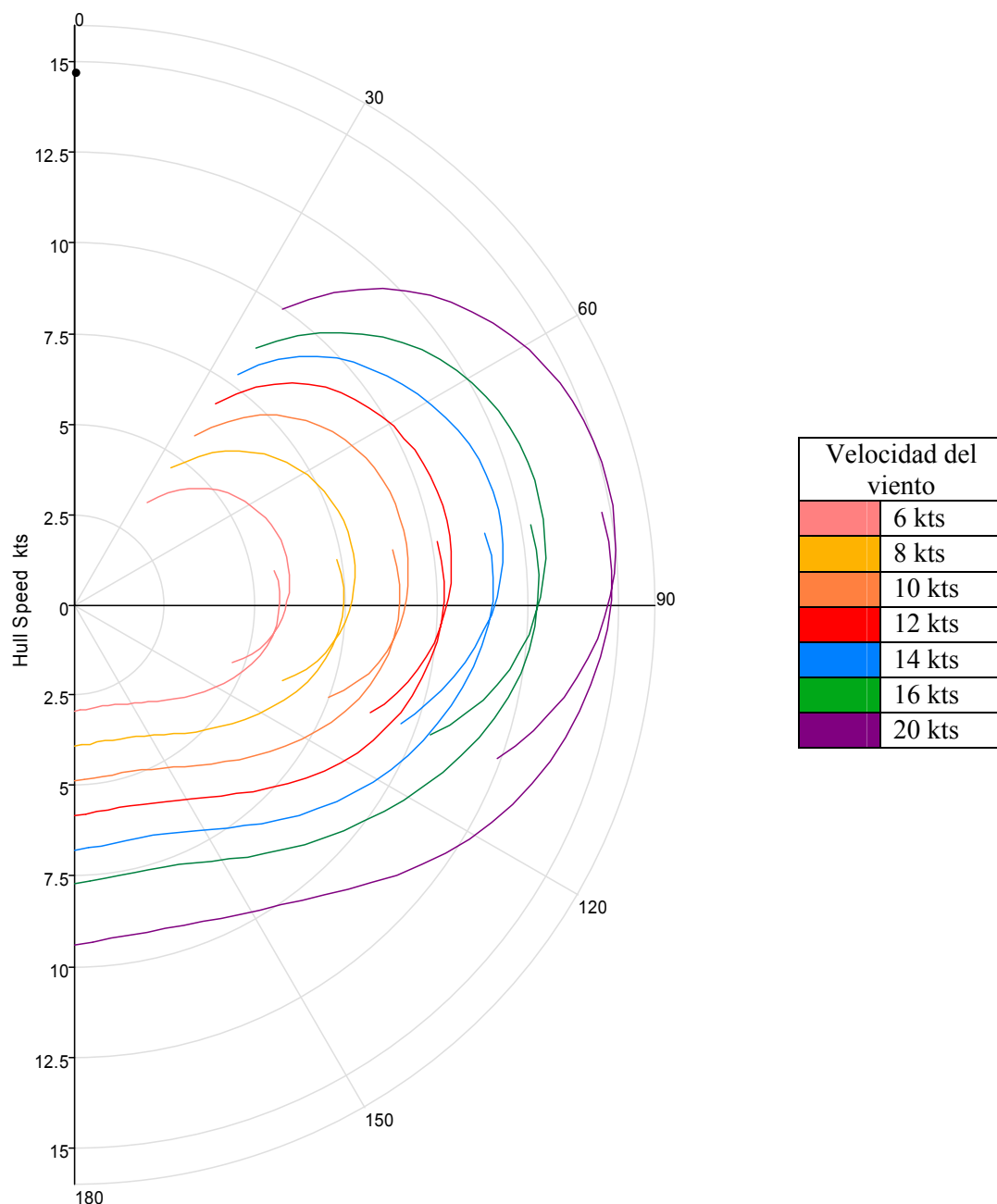


Figura V
Página 15 de 16

5. Bibliografía.

- [1] Volvo Event Management UK Ltd. «The Volvo Ocean 60 Rule 2000», 2001.
- [2] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. ONNINK, R. «The Delft Systematic Yacht Hull (Series II) Experiments» The Tenth Chesapeake Sailing Yacht Symposium, 1991, pp 27-39.
- [3] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. VERSLUIS, A. «Sailing Yacht Performance in Calm and in Waves» The Eleventh Chesapeake Sailing Yacht Symposium, 1993, pp 233-245.
- [4] MCRAE, B. «Windward Performance of the AME CRC Systematic Yacht Series» RINA International Conference on The Modern Yacht, Portsmouth, UK, March 1998.
- [5] ALAEZ, J.A. CARRILLO, E.J. RUIZ DE ELVIRA, M. «Copa América. Ensayos de Veleros: Metodología de Ensayos e Influencia de Parámetros en la Selección de la Carena» XXXVIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, Barcelona, Noviembre 2000.
- [6] CLAUGHTON, A.R. WELLICOME, J.F. «Sailing Yacht Design (Theory)». Longman. 1998.
- [7] LARSSON, L. Y ELIASSON, R.E. «Principles of Yacht Design» (2º Edición). Adlard Coles Nautical, Londres 2000.
- [8] SOUTO, A., «Nuevas herramientas de diseño de formas de buques basadas en códigos de flujo potencial». Tesis Doctoral. Departamento de Arquitectura y Construcción Navales. E.T.S.I. Navales. U.P.M Madrid. 2001.
- [9] Centro Internacional para métodos numéricos en Ingeniería, CIMNE. GiD Manual de Utilización.
- [10] ROBERT MCNEEL & ASSOCIATES. Rhinoceros Nurbs modeling for Windows. User Manual. 1993-2001.
- [11] WWW.2002.volvooceanrace.org
- [12] WWW.knmi.nl

1. Criterio de cálculo. Justificación de materiales.	2
1.1. Elección de materiales.....	2
1.1.1. Materiales permitidos para la clase VO60.....	2
1.1.1.1. Materiales adicionales permitidos/restricciones específicas.	2
1.1.2. Materiales usados en el proyecto.....	3
2. Resistencia Estructural	6
2.1. Escantillonado con ABS y normas VO60	6
2.1.1. Subdivisión de estanqueidad.....	6
2.1.2. Diseño de la estructura interna	9
2.1.3. Comprobación de escantillonado con ABS	15
2.1.3.1. Escantillonado de planchas de casco y cubierta	16
2.1.3.2. Escantillonado de la estructura	20
2.1.3.2.1. Escantillonado de refuerzos longitudinales en el casco	21
2.1.3.2.2. Escantillonado de refuerzos transversales en el casco	22
2.1.3.2.3. Escantillonado de los refuerzos de la cubierta. ...	25
2.1.3.3. Dimensionado de los pernos de la quilla	26
2.1.3.4. Dimensionamiento del eje del timón.	27
2.2. Dimensionamiento de la jarcia.....	30
2.2.1. Dimensionamiento de obenques (resistencia transversal). .	31
2.2.1.1. Mayor izada sin rizos	31
2.2.1.2. Mayor izada con un rizo	32
2.2.2. Dimensionamiento de la jarcia longitudinal	35
2.2.3. Dimensionamiento de la sección del mástil.	36
2.2.3.1. Inercia transversal.	36
2.2.3.2. Inercia longitudinal.	37
2.2.4. Botavara.....	38
2.2.5. Crucetas.....	40
3. Bibliografía.	44

1. Criterio de cálculo. Justificación de materiales.

El estudio estructural de este barco, se realizará siguiendo la guía ABS para barcos de regatas: "*Guide for Building and Classing Offshore Racing Yachts*" [2] Este guía solo abarca la construcción y clasificación del casco. Para el cálculo del mástil, se seguirán los estándares de ingeniería fijados en la Nordic Boat Estándar (NBS) [4]. Se ha elegido esta norma por ser la única que tiene en cuenta al mástil en sus cálculos. Una vez diseñado el mástil, se seguirá la guía ABS ya que así lo pide la regla de la clase VO60.

1.1. Elección de materiales.

La norma VO60 [1] especifica que materiales se puede usar. Antes de nada presentamos la parte de la regla donde se determinan estos materiales.

1.1.1. Materiales permitidos para la clase VO60.

- Aleaciones de aluminio de las series 5000 y 6000, y aleaciones equivalentes de otros estándares, e.g. BS, DIN, con una densidad específica mínima de 2.65.
- Fundición de aluminio con una densidad específica mínima de 2.65.
- Aceros o aleaciones de acero.
- Resinas de epoxy, poliéster y Vinilester.
- Fibra de vidrio E, R, S, S2, T y T2.
- Núcleos de Balsa, PVC o SAN.
- Madera.
- Aleaciones de plomo con una densidad específica no mayor de 11.3.
- Plástico y vidrio moldeado.
- Bronce.

1.1.1.1. Materiales adicionales permitidos/restricciones específicas.

Para casco y cubierta (incluyendo escotillas, amuradas, estructura interna, fijaciones internas, tubos de alta presión y fijaciones no desmontables externas).

- Se permiten Aramidas como el Kevlar. Las temperaturas de curado serán como máximo a 90 C, bajo una presión no mayor de 1.0 bar.
- Las escotillas y amuradas se construirán como mínimo siguiendo los requerimientos estándares de cubierta.
- Solo se permite madera, balsa, o espumas de PVC o SAN, como material para núcleos.

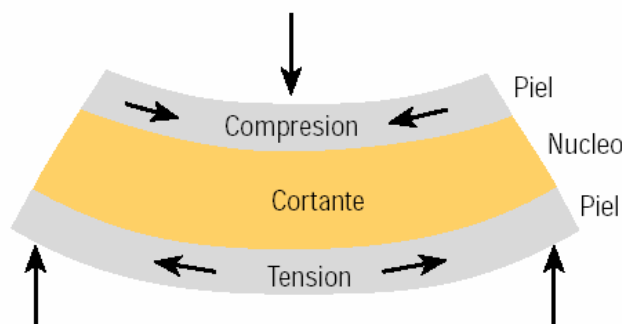
Quilla.

- Solo se permite plomo, acero o bronce en la construcción de quillas y sus elementos de sujeción.

1.1.2. Materiales usados en el proyecto

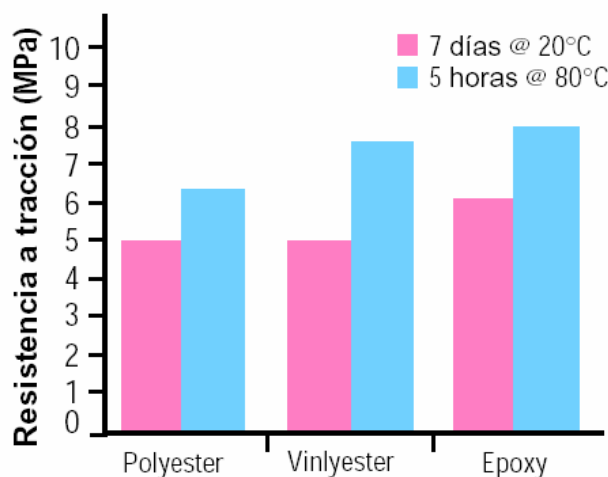
Debido a que se trata de un proyecto en el que prima la calidad y el objetivo último es ganar la regata, no se tendrá en cuenta el factor económico a la hora de seleccionar materiales.

Para la construcción del caso, cubierta y refuerzos podemos optar entre construcción monolítica, es decir, resina reforzada con fibras en una sola piel o usar estructura sándwich.



Esta estructura se caracteriza por tener una mayor rigidez y mejor resistencia a la flexión que una capa de una sola piel de igual densidad por unidad de área. Los únicos inconvenientes son su mayor precio por dificultad de fabricación y mayor tiempo de trabajo, también resiste peor los esfuerzos cortantes. Por eso en ciertas zonas como la quilla se ha de usar construcción monolítica.

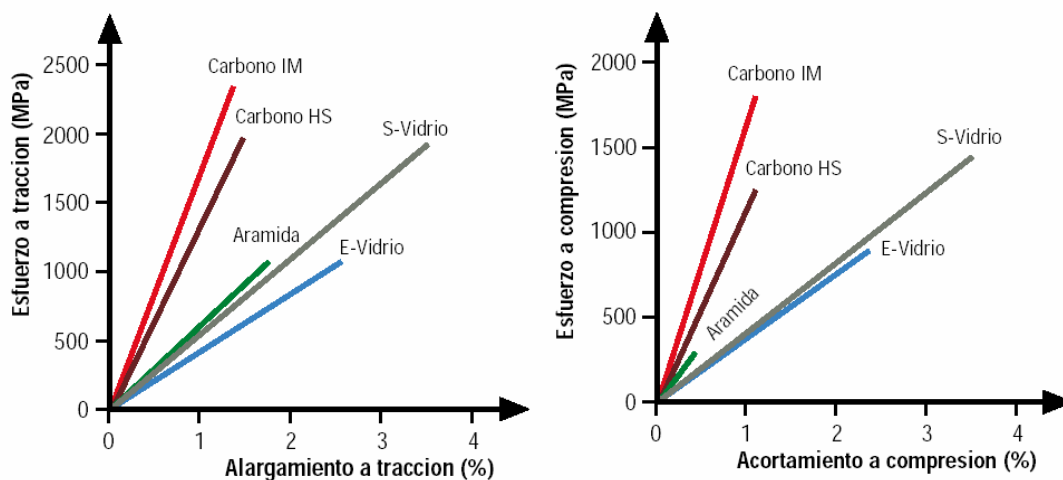
La resina que usaremos será una resina epoxi. Frente a sus competidoras este tipo de resina tiene la ventaja de una mejores características mecánicas así como mayor estabilidad química una vez curada. Como inconveniente, el propio curado a alta temperatura, necesario para que adquiriera sus características, así como su alto precio.



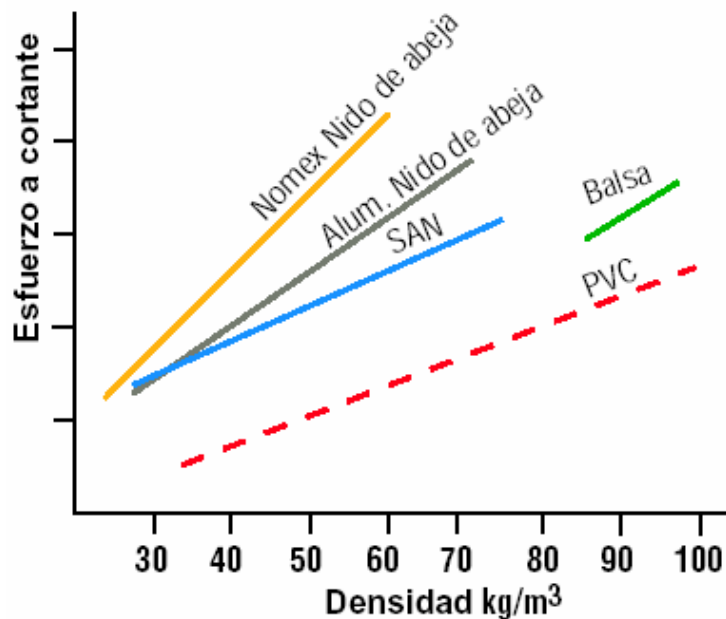
Como material de refuerzo solo podemos elegir algún tipo de vidrio o alguna aramida. Es Carbono no está permitido en casco y cubierta. La aramida en si tiene muy buenas propiedades a tracción y frente a impactos combinadas con su bajísima densidad. Los inconvenientes de esta fibra son su falta de resistencia a la abrasión así como su pobre comportamiento a compresión. Para solventar esto último proponemos usar un refuerzo que combine fibras de aramida y fibra de vidrio.

El material seleccionado para la construcción del casco será una estructura sándwich laminada en epoxi, con fibras de refuerzo de kevlar 49 y vidrio-E.

Se ha decidido usar esta combinación debido a las excelentes características del kevlar 49 en cuanto a densidad, módulo y resistencia a tracción y resistencia al impacto. La utilización de fibra de vidrio-E viene impuesta por la el peor comportamiento del kevlar 49 cuando trabaja a compresión. Por tanto usaremos refuerzo de vidrio en la capa exterior del casco y cubierta para mejorar las características del laminado trabajando a compresión. Las características a compresión son muy parecidas para ambos materiales, con el inconveniente de densidad doble del vidrio-E respecto al kevlar 49.



El material que usaremos para el núcleo de la estructura sandwich es espuma de SAN (espuma de estireno acrilonitrilo). Este material tiene características mecánicas muy similares a la espuma de PVC pero con mayor resistencia a esfuerzos cortantes y mucha mejor capacidad frente a impactos, así como una mejor estabilidad química con el paso del tiempo. Las estructuras con nido de abeja no están permitidas.



Esta combinación de materiales son los que dan mayor resistencia a la vez que un menor peso dentro de los permitidos por la regla. También son los de mayor precio, aunque este no será un factor a tener en cuenta.

Decidimos que la construcción será con molde macho desechable al vacío. Por tanto para facilitar de forma considerable la fabricación del casco, usaremos un solo espesor de núcleo. Variando los espesores de las capas de las pieles interior y exterior para conseguir diferentes propiedades en las diferentes zonas consideradas. El espesor del núcleo será de 40 mm, este es el mayor espesor que se fabrica para el material seleccionado, que será el suministrado por la empresa SPsystems bajo la denominación "Core-Cell" usaremos dos tipos diferenciados por su densidad. Uno de 80 kg/m³ y otro de 130 kg/m³.

Para la construcción del mástil usaremos fibra de carbono. Este material se ha convertido en el estándar en todos los barcos de regatas, no superado por ninguno de los otros materiales permitidos. Tiene como ventaja frente al aluminio su mayor rigidez y menor peso a igualdad de espesor. Su principal inconveniente es su alto precio, factor que no se tiene en cuenta en este proyecto.

2. Resistencia Estructural

2.1. Escantillonado con ABS y normas VO60

Antes de comenzar con el escantillonado hemos de decidir que estructura interna tendrá nuestro barco. Una idea básica de nuestra estructura nos la da la regla VO60 ya que impone una serie de mamparos estancos que subdividan al barco en cinco compartimentos estancos.

2.1.1. Subdivisión de estanqueidad

El barco se dividirá en al menos cinco compartimentos estancos, excluyendo tanques, con mamparos rígidos verticales (excepción para el mamparo de colisión) en las siguientes posiciones (los requisitos para estos mamparos no serán menores que los requeridos por ABS guide):

Un mamparo de colisión con su borde inferior en crujía entre 1.500m y 2.000m a popa de FFS. Si el borde superior o el más a proa de este mamparo de colisión corta a la roda entre 600mm y 800mm por encima de WLF entonces no se necesitan cumplir los estándares de construcción con esta cámara de colisión. El mamparo se construirá entonces con los estándares de fondo del casco a proa de MLS (10.3.1 y 10.3.2) pero no necesita estar vertical. Si el borde superior o delantero del mamparo esta en cualquier otra posición se aplicaran los estándares de construcción del casco.

Un mamparo de proa para dividir el área entre la proa y el mamparo central (excluyendo la cámara del mamparo de colisión) en dos partes con el mismo volumen aceptando una variación del 5%.

Un mamparo central a no menos de 4.000m a popa de FFS pero no más a popa que los cadenotes.

Un mamparo a popa a no menos de 1.200m a proa de AGS

Una disposición que cumpliría con la norma sería la siguiente, en la que $V3=V2\pm5\%$. Sería la presentada en la siguiente figura.

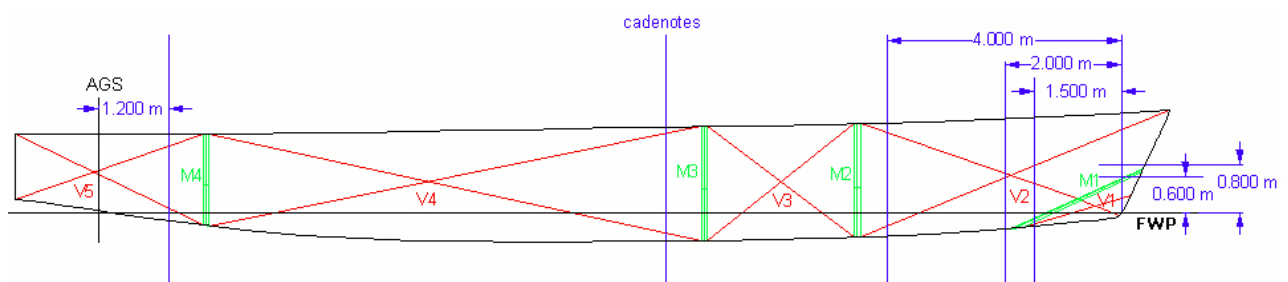


Figura I

Otra condición que ha de cumplir esta subdivisión viene marcada en la norma como "estabilidad con daños" (7.2). Esta norma dice:

Estabilidad con daños.

Condición de inundación

Con cualquier compartimiento libremente comunicado la altura mínima de la cubierta por encima de la flotación en esa condición, no será menor de 150mm. Para los cálculos se tomaran las siguientes condiciones.

Peso total de la embarcación igual a DSPL+2500kg.

Posición longitudinal del centro de gravedad (LCG) del desplazamiento DSPL en el FWP. Posición longitudinal del centro de empujes (LCB) y posición vertical del centro de gravedad de DSPL se determinaran por los cálculos de pesos del diseñador.

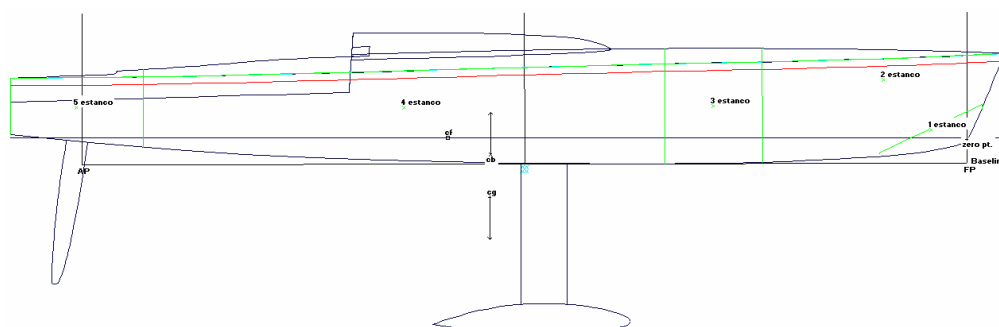
LCG de 2500kg estará 1.500m a popa de MLS. VCG de 2500kg estará 400mm por encima de FWP.

La flotación correspondiente a la pared del casco se tomará en cuenta. La flotación de la estructura interna no se tendrá en cuenta.

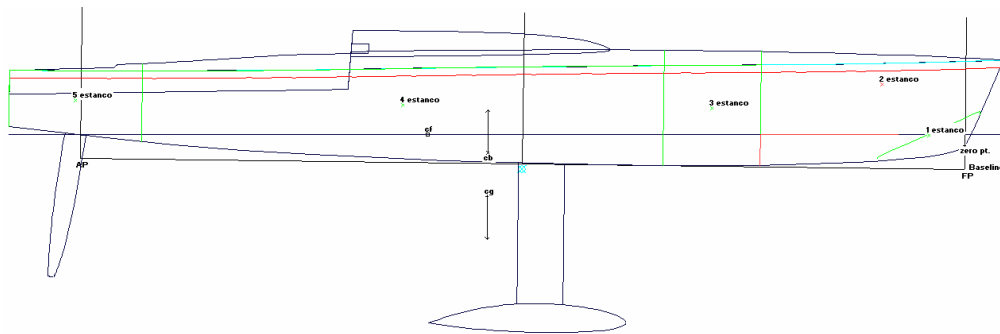
Tampoco se tendrá en cuenta la flotación de los tanques.

Para realizar estos cálculos se usó el programa Hidromax que permite cálculos de compartimentización, así como análisis de líneas márgenes obtenidas tras la inundación de alguno de los compartimientos.

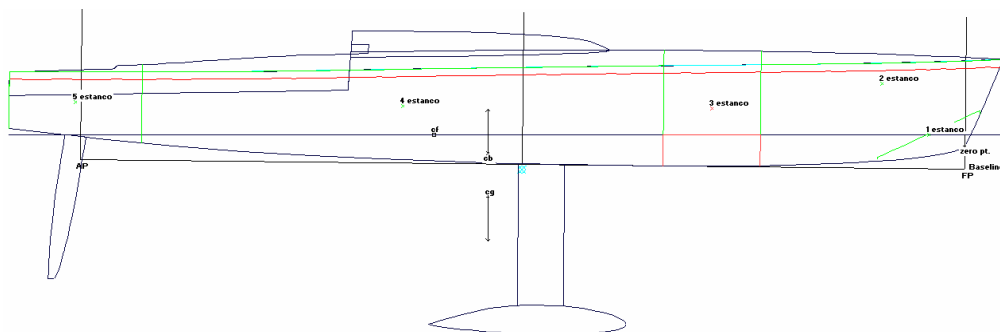
La posiciones de equilibrio obtenidas con la inundación individual de cada compartimiento (no incluimos el compartimiento 1 ya que este irá relleno de espuma de baja densidad debido a que no tiene por que ser accesible) se presenta a continuación. En línea roja aparece una línea de margen 150mm por debajo de la regala.



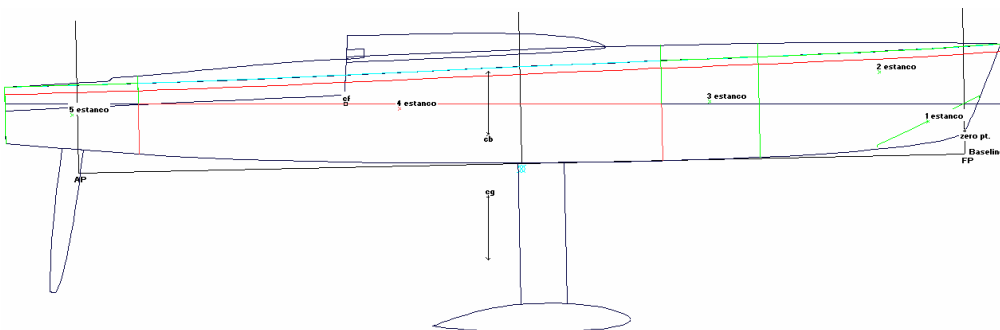
Posición de equilibrio intacto



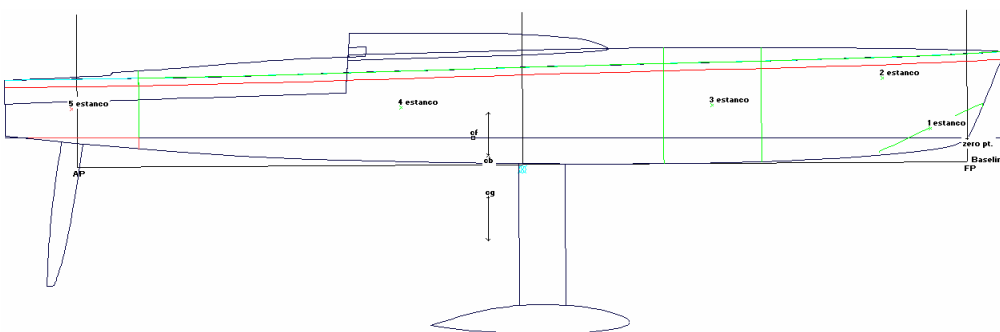
Posición de equilibrio compartimiento 2 inundado



Posición de equilibrio compartimiento 3 inundado



Posición de equilibrio compartimiento 4 inundado



Posición de equilibrio compartimiento 5 inundado

	Intacto	compartimiento inundado			
		V2	V3	V4	V5
Desplazamiento kg	15994	16005	16007	15996	15993
Eslora en la flotación m	18.716	18.804	18.802	18.948	18.693
Manga en la flotación m	3.787	3.818	3.842	4.825	3.82
Calado medio m	0.514	0.568	0.577	1.189	0.519
Trimado (+ hunde la proa) m	-0.07	0.169	0.145	-0.455	-0.139
Área mojada m ²	63.51	64.208	65.061	111.282	64.858
Área flotación m ²	47.875	42.807	43.251	30.43	44.022

Se ve que en todos los caso la línea de margen queda por encima de la flotación, por tanto esta compartimentización cumpliría con la regla VO60

2.1.2. Diseño de la estructura interna

El siguiente paso será definir una estructura interior que satisfaga nuestras necesidades estructurales. Partimos de una idea general que será unos refuerzos longitudinales para soportar la quilla y los esfuerzos de "slaming" producidos en la proa. Dos de estos refuerzos han de prolongarse hasta 0.4Lwl a popa de la proa, según dicta ABS. Añadiremos una serie de mamparos para reforzar la estructura en la zona de proa, incluimos el mamparo del palo que soportará los esfuerzos de tracción de los cadenotes y los de compresión del palo. Añadimos un mamparo que soporte la popa en la zona de la bañera así como dos mamparos longitudinales que refuerzan la bañera y el casco en la zona del timón y el espejo. Como los tanques de lastre son estructurales, continuaremos los mismos a proa con unos refuerzos en forma de pletina para así tener una continuidad estructural de los refuerzos. Una vez analizada esta primera estructura se vio que para que el casco pudiese ser construido con núcleo de 40mm, se tendría que reforzar el tercio de proa con dos refuerzos longitudinales extras que reducen el tamaño de las placas a analizar según el criterio ABS. La estructura final es la que se presenta en la siguiente figura.

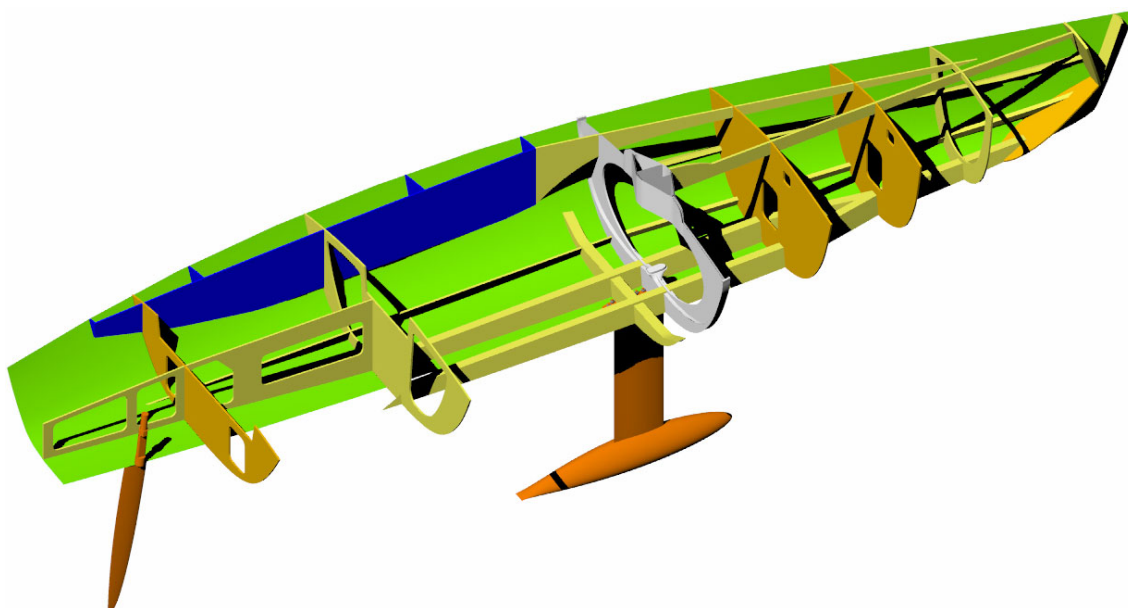


Figura II

El siguiente paso sería comprobar si esta estructura cumple con la guía ABS, ya que la regla VO60 solo impone los mamparos estancos. Dejando el resto para ABS. Antes de comenzar a analizar la estructura es preciso escantillonar el casco. Este escantillonamiento viene marcado por la estructura, ya que esta limita las distintas planchas que son necesarias estudiar según el criterio ABS.

Antes de comenzar el estudio del casco con ABS es preciso revisar la norma de la clase VO60, ya que en esta se marcan muy detalladamente los pesos del laminado y el núcleo en diversas partes del casco como se presenta a continuación:

La regla de la clase VO60 indica los pesos mínimos de casco y cubierta.

Fondo del casco hasta 300mm por encima de flotación delante de MLS
10.3 kg/m²

Fondo del casco hasta la flotación *9.1 kg/m²*

Partes superiores del casco *7.9 kg/m²*

Cubierta, cabina, bañera y espejo *5.9 kg/m²*

La densidad del núcleo desde el fondo del casco hasta 300 mm por encima de flotación y a proa de MLS no será menor de 130 kg/m³

Las tres zonas del casco estudiadas en la norma VO60 aparecen en la siguiente figura.

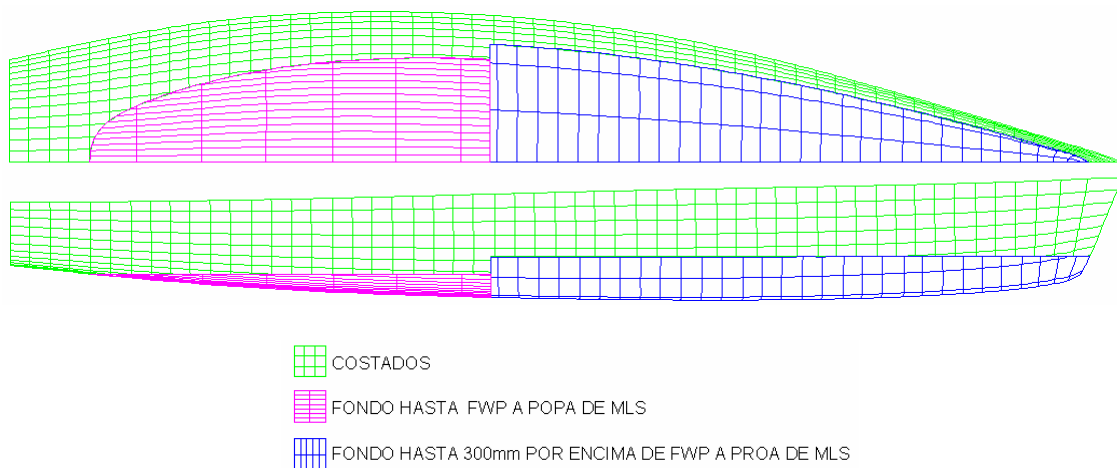


Figura III

ABS dicta la siguiente indicación para el casco:

Peso de la piel exterior para laminados sándwich según la tabla 7.8 (ABS) de ABS queda 1222 g/m^2 según el punto 7.3.2 (ABS) exterior deberá tener al menos 4 capas de refuerzo de cómo mínimo 175 g/m^2 o dos pieles de cómo mínimo 600 g/m^2 de tejido quadraxial

Con una nota al pie de página específica para la clase VO60, dice:

Para sándwich de Epoxi con refuerzo de Kevlar el peso mínimo del laminado no será menor de 1540 g/m^2 para el fondo del casco y no menos de 1250 g/m^2 en los costados.

Con estas directivas podemos definir un laminado sándwich para el casco y cubierta, dependiendo de la zona en estudio. Como primera decisión ya se comento el espesor del núcleo de dicho sándwich, 40 mm de espuma de SAN de diferentes densidades, 130 y 100 kg/m^3 para el casco y 30 mm de espuma de SAN con densidad 100 kg/m^3 en la cubierta. Esta última sería previamente, ya que en fases posteriores habría que decidir donde se colocan los elementos de la maniobra y reforzar esas zonas con espuma de mayor densidad.

A continuación se presentan los laminados usados para cada parte del casco y cubierta, teniendo presente que el casco tiene zonas con diferente refuerzo, y por tanto se ha estudiado detenidamente la secuencia de capas para que el solape entre ellas sea el correcto, evitando capas contiguas con igual orientación de fibras. Los datos de precios y referencias han sido tomados del catálogo 2003 de la empresa suministradora SPsystems.

Las capas de laminado híbrido Kevlar-vidrio se han colocado en las capas exteriores para mejorar las características en cuanto a abrasión de nuestra estructura sándwich.

	PESO REF	PESO RES	PESO LAMINADO	ESPESOR	PRECIO
	(g/m2)	(g/m2)	(g/m2)	(mm)	€/m2
KEVLAR UNIDIRECCIONAL					
SE 84LV/AHM/300g/45%/1blue 546 15.40	300	246	546	0.29	15.4
SE 84LV/AHM/200g/45%/1red 364 12.00	200	164	364	0.19	12
KEVLAR UNIDIRECCIONAL					
SE 84LV/RA175H4/50%/1blue 350 21.00	175	175	350	0.17	21
SE 84LV/RA220H4/47%/1blue 423 23.70	220	202	422	0.21	23.7
SE 84LV/RA320H5/46%/1blue 604 25.50	320	285	605	0.31	25.5
SE 84LV/XA450/46%/1blue 818 50 29.86	450	369	819	0.38	29.86
HIBRIDO VIDRIO-KEVLAR WOVEN					
SE 84LV/REA400S/39%/1blue 655 16.00	400	256	655	0.35	16
SE 84LV/REA250S/39%/1blue 409 14.00	250	159	409	0.22	14
NUCLEOS					
CORECELL 130 ESPESOR 40mm	5200		5200	40	94
CORECELL 100 ESPESOR 40mm	4000		4000	40	67.6
CORECELL 100 ESPESOR 30mm	3000		3000	30	50

Tabla I

LAMINADO FONDO CASCO HASTA 300mm SOBRE FLOTACIÓN A PROA DE MLS										
		ANGULO	PESO REF	PESO RES	PESO LAMINADO	AREA	PESO TOTAL	ESPESOR	PRECIO	PRECIO
		°	(g/m2)	(g/m2)	(g/m2)	(m2)	(kg)	(mm)	€/m2	€
INTERIOR 1	SE 84LV/REA400S/39%/1blue 655 16.00	0	400	256	655	32.7	21.4185	0.35	16	523.2
INTERIOR 2	SE 84LV/XA450/46%/1blue 818 50 29.86	45	450	369	819	32.7	26.7813	0.38	29.86	976.42
INTERIOR 3	SE 84LV/AHM/300g/45%/1blue 546 15.40	0	300	246	546	32.7	17.8542	0.29	15.4	503.58
INTERIOR 4	SE 84LV/AHM/300g/45%/1blue 546 15.40	90	300	246	546	32.7	17.8542	0.29	15.4	503.58
PROPIEDADES LAMINADO DE LA PIEL INTERIOR			1450	1117	2566	32.7	83.9082	1.31	76.66	2506.8
NUCLEO	NUCLEO SAN 130 ESPESOR 40mm	0	5200	0	5200	32.7	170.04	40	94	3073.8
EXTERIOR 1	SE 84LV/AHM/300g/45%/1blue 546 15.40	0	300	246	546	32.7	17.8542	0.29	15.4	503.58
EXTERIOR 2	SE 84LV/AHM/300g/45%/1blue 546 15.40	90	300	246	546	32.7	17.8542	0.29	15.4	503.58
EXTERIOR 3	SE 84LV/AHM/200g/45%/1red 364 12.00	0	200	164	364	32.7	11.9028	0.19	12	392.4
EXTERIOR 4	SE 84LV/XA450/46%/1blue 818 50 29.86	45	450	369	819	32.7	26.7813	0.38	29.86	976.42
EXTERIOR 5	SE 84LV/REA400S/39%/1blue 655 16.00	0	400	256	655	32.7	21.4185	0.35	16	523.2
PROPIEDADES LAMINADO DE LA PIEL EXTERIOR			1650	1281	2930	32.7	95.811	1.5	88.66	2899.2
PROPIEDADES DEL SANDWICH			8300	2398	10696	32.7	349.7592	42.81	259.3	8479.8
		Xg	Yg	Zg						
CENTRO DE GRAVEDAD DEL LAMINADO		-6.16	0	-0.21						

Tabla II

LAMINADO FONDO CASCO HASTA FLOTACIÓN A POPA DE MLS										
		ANGULO	PESO REF	PESO RES	PESO LAM INADO	AREA	PESO TOTAL	ESPESOR	PRECIO	PRECIO
		°	(g/m2)	(g/m2)	(g/m2)	(m2)	(kg)	(mm)	€/m2	€
INTERIOR 1	SE 84LV/REA400S/39%1blue 655 16.00	0	400	256	655	21.7	14.2397	0.35	16	347.84
INTERIOR 2	SE 84LV/XA450/46%1blue 818 50 29.86	45	450	369	819	21.7	17.80506	0.38	29.86	649.16
INTERIOR 3	SE 84LV/AHM/300g/45%1blue 546 15.40	0	300	246	546	21.7	11.87004	0.29	15.4	334.8
INTERIOR 4	SE 84LV/AHM/300g/45%1blue 546 15.40	90	300	246	546	21.7	11.87004	0.29	15.4	334.8
PROPIEDADES LAM INADO DE LA PIEL INTERIOR			1450	1117	2566	21.7	55.78484	1.31	76.66	1666.6
NUCLEO	NUCLEO SAN 100 ESPESOR 40mm	0	4000	0	4000	21.7	86.96	40	67.6	1469.6
EXTERIOR 1	SE 84LV/AHM/300g/45%1blue 546 15.40	0	300	246	546	21.7	11.87004	0.29	15.4	334.8
EXTERIOR 2	SE 84LV/AHM/300g/45%1blue 546 15.40	90	300	246	546	21.7	11.87004	0.29	15.4	334.8
EXTERIOR 4	SE 84LV/XA450/46%1blue 818 50 29.86	45	450	369	819	21.7	17.80506	0.38	29.86	649.16
EXTERIOR 5	SE 84LV/REA400S/39%1blue 655 16.00	0	400	256	655	21.7	14.2397	0.35	16	347.84
PROPIEDADES LAM INADO DE LA PIEL EXTERIOR			1450	1117	2566	21.7	55.78484	1.31	76.66	1666.6
PROPIEDADES DEL SANDWICH			6900	2234	9132	21.7	198.52968	42.62	220.9	4802.8
		Xg	Yg	Zg						
	CENTRO DE GRAVEDAD DEL LAM INADO	-13.33	0	-0.22						

Tabla III

LAMINADO COSTADOS										
		ANGULO	PESO REF	PESO RES	PESO LAM INADO	AREA	PESO TOTAL	ESPESOR	PRECIO	PRECIO
		°	(g/m2)	(g/m2)	(g/m2)	(m2)	(kg)	(mm)	€/m2	€
INTERIOR 1	SE 84LV/REA400S/39%1blue 655 16.00	0	400	256	655	58.8	38.4878	0.35	16	940.16
INTERIOR 3	SE 84LV/AHM/300g/45%1blue 546 15.40	0	300	246	546	58.8	32.08296	0.29	15.4	904.9
INTERIOR 4	SE 84LV/AHM/300g/45%1blue 546 15.40	90	300	246	546	58.8	32.08296	0.29	15.4	904.9
PROPIEDADES LAM INADO DE LA PIEL INTERIOR			1000	748	1747	58.8	102.65372	0.93	46.8	2750
NUCLEO	NUCLEO SAN 100 ESPESOR 40mm	0	4000	0	4000	58.8	235.04	40	67.6	3972.2
EXTERIOR 1	SE 84LV/AHM/300g/45%1blue 546 15.40	0	300	246	546	58.8	32.08296	0.29	15.4	904.9
EXTERIOR 2	SE 84LV/AHM/300g/45%1blue 546 15.40	90	300	246	546	58.8	32.08296	0.29	15.4	904.9
EXTERIOR 5	SE 84LV/REA400S/39%1blue 655 16.00	0	400	256	655	58.8	38.4878	0.35	16	940.16
EXTERIOR 6	SE 84LV/REA250S/39%1blue 409 14.00	45	250	159	409	58.8	24.03284	0.22	14	822.64
PROPIEDADES LAM INADO DE LA PIEL EXTERIOR			1250	907	2156	58.8	126.68656	1.15	60.8	3572.6
PROPIEDADES DEL SANDWICH			6250	1655	7903	58.8	464.38028	42.08	175.2	10295
		Xg	Yg	Zg						
	CENTRO DE GRAVEDAD DEL LAM INADO	-10.031	0	0.726						

Tabla IV

LAMINADO CUBIERTA										
		ANGULO	PESO REF	PESO RES	PESO LAM INADO	AREA	PESO TOTAL	ESPESOR	PRECIO	PRECIO
		°	(g/m2)	(g/m2)	(g/m2)	(m2)	(kg)	(mm)	€/m2	€
INTERIOR CU	SE 84LV/REA400S/39%/1blue 655 16.00	0	400	256	655	84.3	55.2034	0.35	16	1348.5
	SE 84LV/REA400S/39%/1blue 655 16.00	0	400	256	655	84.3	55.2034	0.35	16	1348.5
PROPIEDADES LAM INADO DE LA PIEL INTERIOR			800	512	1310	84.3	110.4068	0.7	32	2697
NUCLEO	NUCLEO SAN 100 ESPESOR 30mm	0	3000	0	3000	84.3	252.84	30	50	4214
	SE 84LV/REA400S/39%/1blue 655 16.00	0	400	256	655	84.3	55.2034	0.35	16	1348.5
	SE 84LV/RA175H4/50%/1blue 350 21.00	45	175	175	350	84.3	29.498	0.17	21	1769.9
EXTERIOR CU	SE 84LV/REA400S/39%/1blue 655 16.00	0	400	256	655	84.3	55.2034	0.35	16	1348.5
	PROPIEDADES LAM INADO DE LA PIEL EXTERIOR		975	687	1660	84.3	139.9048	0.87	53	4466.8
PROPIEDADES DEL SANDWICH			4775	1199	5970	253	503.1516	31.57	135	11378
			Xg	Yg	Zg					
CENTRO DE GRAVEDAD DEL LAM INADO			-11.03	0	149					

Tabla V

Con estos datos de espesores de laminado podemos empezar a comprobar si este casco y la estructura propuesta cumplen la guía ABS. El primer paso es dividir el casco en las zonas delimitadas por refuerzos tanto longitudinales como transversales. Esto aparece en la siguiente figura, donde se han numerado los paneles que van a ser significativos, por ser los mayores en las diversas zonas que estudia la guía. Estas zonas son las que aparecen en la figura V.

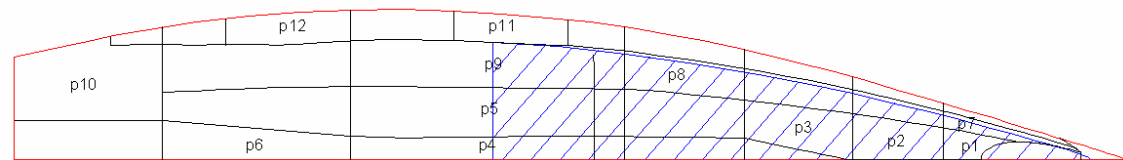


Figura IV

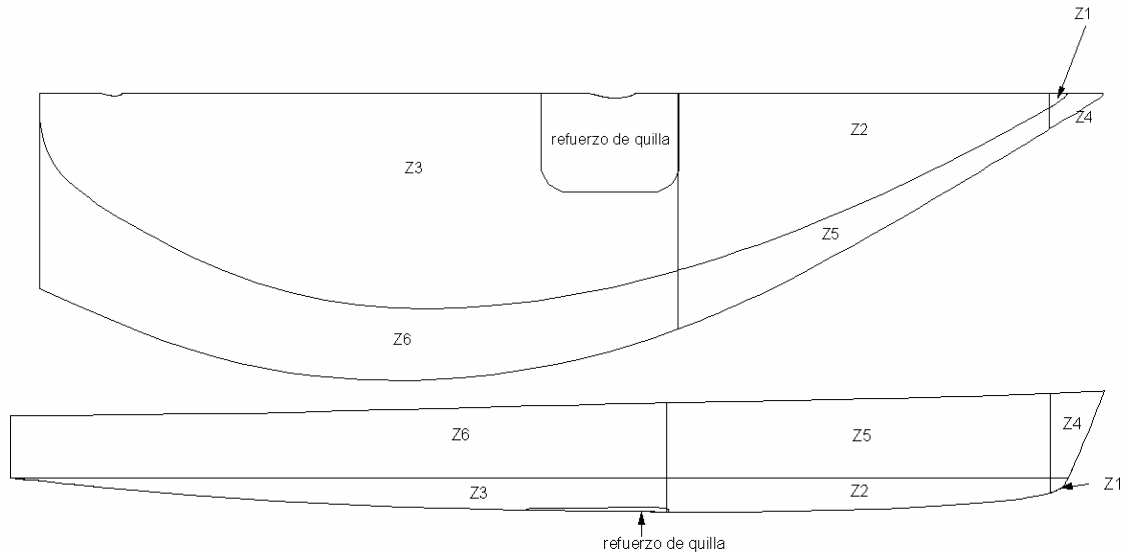


Figura V

2.1.3. Comprobación de escantillonado con ABS

Definiciones ABS

Las principales medidas para trabajar con ABS aparecen en la figura.

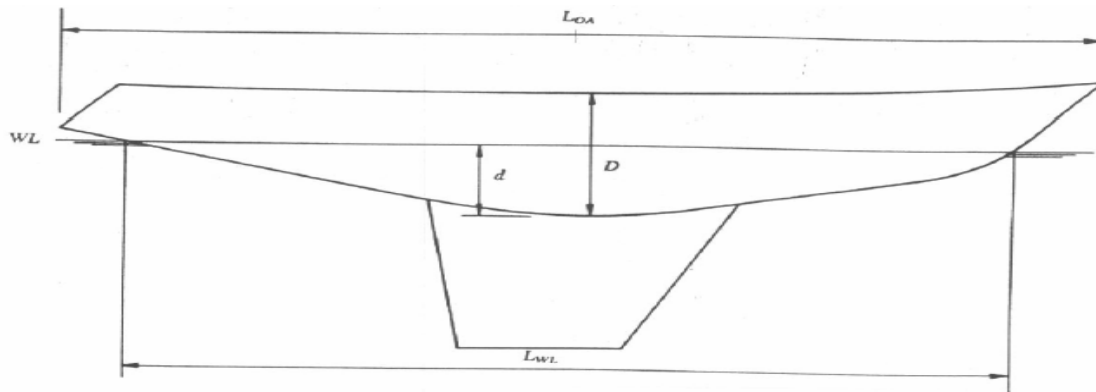


Figura VI

$$L = \frac{L_{OA} + L_{WL}}{2} = \frac{19.431 + 17.289}{2} = 18.360 \text{ m}$$

B: Manga = 5.250 m

D = 1.941 m

d = 0.455 m

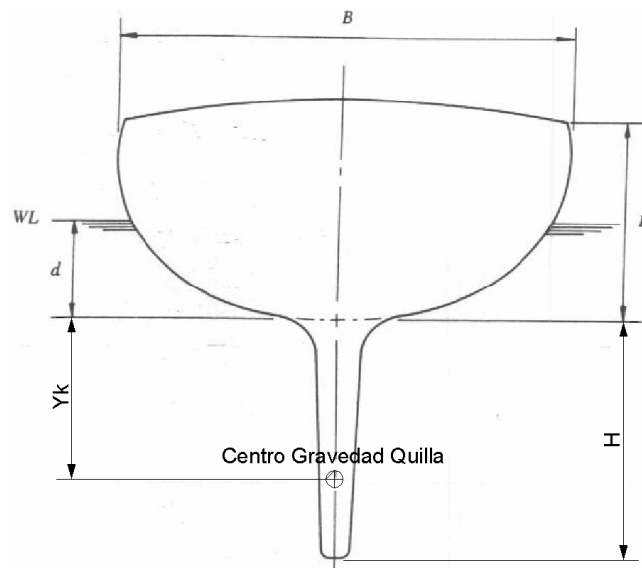


Figura VII

H = 3.295 m

Yk = 2.835 m

Con estos datos se obtiene el parámetro "Basic Head" usado para entrar en las tablas de escantillonado.

Basic Head = 6.825 m

Una vez tenemos los parámetros básicos, pasamos a definir las propiedades de los materiales usados. Como la guía no diferencia entre las distintas pieles aplicadas a una estructura sándwich, tomaremos unas propiedades medias del laminado Kevlar-vidrio con resina epoxi. Estas propiedades son:

Resistencia a tracción = 480 N/mm^2
Resistencia a compresión = 350 N/mm^2
Módulo a tracción = 24000 N/mm^2
Módulo a compresión = 22000 N/mm^2
Resistencia a flexión = 500 N/mm^2
Módulo a flexión = 15000 N/mm^2

Propiedades del núcleo de SAN de 130 kg/m^3

Resistencia a cortante = 1.662 N/mm^2

Propiedades del núcleo de SAN de 100 kg/m^3

Resistencia a cortante = 1.317 N/mm^2

2.1.3.1. Escantillonado de planchas de casco y cubierta

Comenzamos a comprobar las planchas del casco. Cada plancha que se va a estudiar hay que tratarla como una plancha rectangular con curvatura, las dimensiones se tomarán como las máximas separaciones entre refuerzos en cada zona, y la medida de la curvatura será la distancia entre la cuerda entre extremos de la plancha y la plancha en si, como aparece en la figura

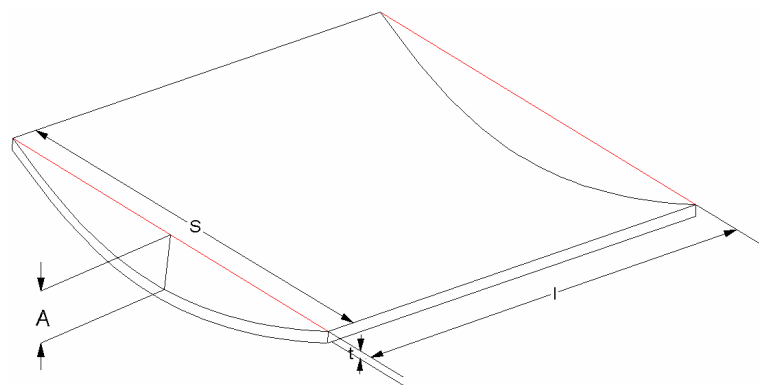


Figura VIII

Si medimos estas dimensiones en cada una de las planchas seleccionadas de nuestro casco obtenemos la siguiente tabla en la que también aparecen las zonas a las que pertenecen cada plancha, teniendo en cuenta que si una plancha tiene sus límites en dos zonas distintas, la escantillonaremos para la zona que sufre mayores esfuerzos.

plancha	zona	espesores					
		I (mm)	S (mm)	A (mm)	Total	piel interior	piel exterior
p1	2	1332	632	65	t (mm)	ti (mm)	te (mm)
p2	2	1608	829	70	42.81	1.31	1.5
p3	2	1916	829	70	42.81	1.31	1.5
p4	3	4288	800	20	42.81	1.31	1.31
p5	3	4288	845	35	42.62	1.31	1.31
p6	3	3309	1368	24	42.62	1.31	1.31
p7	2	2309	783	45	42.08	0.93	1.15
p8	2	2116	938	74	42.08	0.93	1.15
p9	2	4286	960	86	42.08	0.93	1.15
p10	3	2602	1503	190	42.08	0.93	1.15
p11	6	2006	1192	46	42.08	0.93	1.15
p12	6	2206	1164	47	42.08	0.93	1.15

Tabla VI

El siguiente paso es calcular los módulos e inercias requeridos para cada plancha.

El módulo de la sección y el momento de inercia de las planchas al eje neutro de un panel de sandwich de 1cm de ancho no puede ser menor que las dadas en las siguientes ecuaciones:

$$SM_o = \frac{t_a^2 F}{600T} (cm^3)$$

$$SM_i = \frac{t_a^2 F}{600C} (cm^3)$$

$$I = \frac{t_b^2 E}{5060E_{Tc}} (cm^4)$$

SM_o = Módulo de la sección requerida para un laminado de sandwich de capa exterior de 1cm.

SM_i = Lo mismo pero a la capa interior.

t_a = Espesor de un laminado simple dado en la ecuación de 7.3.1 (ABS)

F = Mínima resistencia a flexión tabla 7.2 (ABS)

T = Resistencia a tracción de la capa exterior.

C = Resistencia a compresión de la capa interior.

I = Momento de inercia de las capas al eje neutro para cada cm de laminado de sandwich.

t_b = Espesor requerido para laminado simple, dado en la segunda ecuación de 7.3.1. (ABS)

$ETc = 0.5 (ET+EC)$

El espesor del núcleo y las capas no puede ser menor que la dada en la siguiente ecuación.

$$\frac{d_o + d_c}{2} = nv \frac{F_s h s}{\tau}$$

s = espaciado entre longitudinales, cuadernas, baos o refuerzos (mm)

h = cabeceras de diseño definidas en la tabla 7.1 del ABS

d_o = espesor total del sándwich (mm)

d_c = espesor del núcleo (mm)

v = Coeficiente de la relación de aspecto de los paneles dado en tabla 7.6 (ABS), todos tienen que ser laminados bidireccionales

F_s = dado en la tabla 7.7 para planchas del casco, y en 7.5 para la cubierta

τ = Esfuerzo a cortante de diseño, 0.5 veces la resistencia a cortante del material del núcleo.

n = 0.01 SI unidades

Con estos requisitos elaboramos una tabla en la que aparecen los resultados requeridos por la guía y los obtenidos con nuestro casco propuesto.

plancha	zona	requerimientos mínimos				propiedades obtenidas			
		(do+dc)/2 (m)	Smi (cm ³)	Smo (cm ³)	I (cm ⁴)	(do+dc)/2 (m)	Smi (cm ³)	Smo (cm ³)	I (cm ⁴)
p1	2	19.7	0.089	0.065	0.12	41.405	0.52	0.6	1.19
p2	2	23.6	0.131	0.095	0.234	41.405	0.52	0.6	1.19
p3	2	23.7	0.132	0.096	0.239	41.405	0.52	0.6	1.19
p4	3	16.8	0.084	0.061	0.159	41.405	0.52	0.52	1.12
p5	3	17.7	0.086	0.063	0.169	41.31	0.52	0.52	1.12
p6	3	28.7	0.163	0.119	0.502	41.31	0.52	0.52	1.12
p7	2	22.3	0.137	0.096	0.233	41.04	0.37	0.46	0.87
p8	2	26.8	0.153	0.111	0.316	41.04	0.37	0.46	0.87
p9	2	34.6	0.154	0.112	0.325	41.04	0.37	0.476	0.87
p10	3	31.3	0.153	0.111	0.444	41.04	0.37	0.476	0.87
p11	6	35.6	0.172	0.125	0.454	41.04	0.37	0.476	0.87
p12	6	35.1	0.17	0.124	0.447	41.04	0.37	0.476	0.87

Tabla VII

Se ve que tanto los módulos como las inercias superan con creces los requerimientos de ABS, que ya en sí, tiene asignados unos coeficientes de seguridad. Por tanto nuestro casco cumple previamente con los requerimientos VO60 que son los más estrictos, y comprobados con ABS vemos que también cumplen.

Si realizamos una operación similar con la cubierta obtenemos los siguientes resultados. Como para la cubierta, la norma ABS no hace diferencia entre distintas zonas, y nuestra cubierta la hemos propuesto con un espesor de núcleo y de pieles constantes, solamente tendremos que calcular el panel más grande, y si este cumple con ABS, nos aseguramos que los demás también cumplirán, a igualdad de espesores. Por tanto analizaremos el panel de la cabina con unas dimensiones de escantillonado de:

l = 3998 mm

s = 1258 mm

$A = 0$; lo consideraremos en el peor de los casos, sin curvatura.

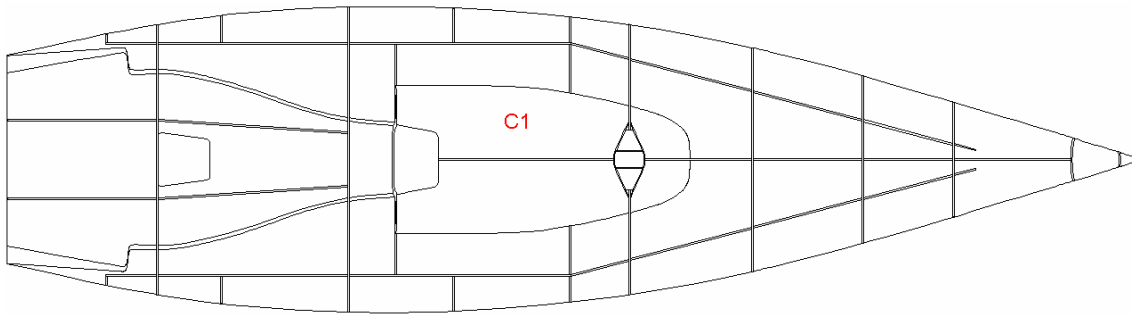


Figura IX

$$SM_o = \frac{t_a^2 F}{600T} (cm^3)$$

$$SM_i = \frac{t_a^2 F}{600C} (cm^3)$$

$$I = \frac{t_b^2 E}{5060E_{TC}} (cm^4)$$

Donde se han calculado los siguientes coeficientes de acuerdo con ABS:

$$t_a = 6.9 \text{ mm}$$

$$t_b = 14.1 \text{ mm}$$

$$F = 0.6$$

$$T = 500 \text{ N/mm}^2$$

$$C = 350 \text{ N/mm}^2$$

$$E_{TC} = 24000 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 15000 \text{ N/mm}^2$$

Con estos datos obtenemos unos módulos y una inercia mínima requerida para una sección de cubierta de 1 cm

$$SM_i = 0.113 \text{ cm}^3$$

$$SM_o = 0.083 \text{ cm}^3$$

$$I = 0.345 \text{ cm}^4$$

Y analizando una sección de 1 cm de nuestra cubierta de:

$$\text{Espesor de núcleo} = 30 \text{ mm}$$

$$\text{Espesor de la piel interior} = 0.7 \text{ mm}$$

$$\text{Espesor de la piel exterior} = 0.87 \text{ mm}$$

Obtenemos unos módulos y una inercia de:

$$SM_i = 0.211 \text{ cm}^3$$

$$SM_o = 0.260 \text{ cm}^3$$

$$I = 0.368 \text{ cm}^4$$

De esta forma comprobamos que la plancha con mayor clara cumple lo indicado en la guía ABS. De esta forma sabemos que las demás plancha de cubierta cumplirán ABS.

2.1.3.2. Escantillonado de la estructura

Una vez tenemos definido el casco y un diseño de la estructura es momento de calcular los espesores de fibras necesarios para que dicha estructura cumpla con los requerimientos de ABS.

El modulo de la sección de cualquier elemento, varenga, vagra, longitudinal, etc..., no puede ser menor que el calculado por la siguiente ecuación:

$$SM = \frac{C \cdot h \cdot s \cdot l^2}{\sigma_a} + SM_k \quad \text{cm}^3$$

donde:

C

= 1800 para varengas en crujía.

= 817 para varengas en conexión con elementos transversales, cuadernas, mamparos transversales, longitudinales de caso, baos y longitudinales de cubierta. Refuerzos de mamparos

= 619 Refuerzos de mamparos

h = dado en la tabla 8.1a (ABS)

l = ver 8.1 y 8.2 (ABS) para vagras, esloras de cubierta, baos y elementos rígidos de los mamparos, la distancia entre los puntos de disposición.

s = para vagras, esloras de cubierta y aros transversales de cuaderna, el ancho de la cubierta o el casco.

= Espaciado de los refuerzos

SM_k = aumento del modulo de la sección

= NW_kY_k/(nσ_a') para varengas y cuadernas que forman la quilla de lastre

= 0 para varengas y cuadernas fuera del lastre de la quilla.

N = 1,00 en crujía reduciéndose a 0,5 en 1/3 del perímetro desde crujía hasta la regala y no menor de 0,5 desde este punto a la regala.

n = numero de varengas a lo largo de la quilla, se recomienda no menor de tres

El momento de inercia se calculará con la siguiente ecuación:

$$I = \frac{1000 \cdot C_1 \cdot h \cdot s \cdot l^3}{E} \quad \text{cm}^4$$

Donde

C₁

= varengas en crujía 562

= para el resto 255

E= cuando son del mismo laminado se toma el valor medio del modulo a tracción y compresión.

El resto de elementos están definidos en 8.1.3.a (ABS)

En el lastre de la quilla el momento de inercia se aumentara en proporción al aumento del modulo de la sección, SM_k usando $N=1$.

2.1.3.2.1. Escantillonado de refuerzos longitudinales en el casco

Comenzaremos los cálculos con los elementos longitudinales que refuerzan el casco. De estos elementos calcularemos los módulos requeridos en las secciones más cargadas, igualando los escantillonados para el resto de refuerzo. Los elementos que estudiaremos se detallan en la siguiente figura.

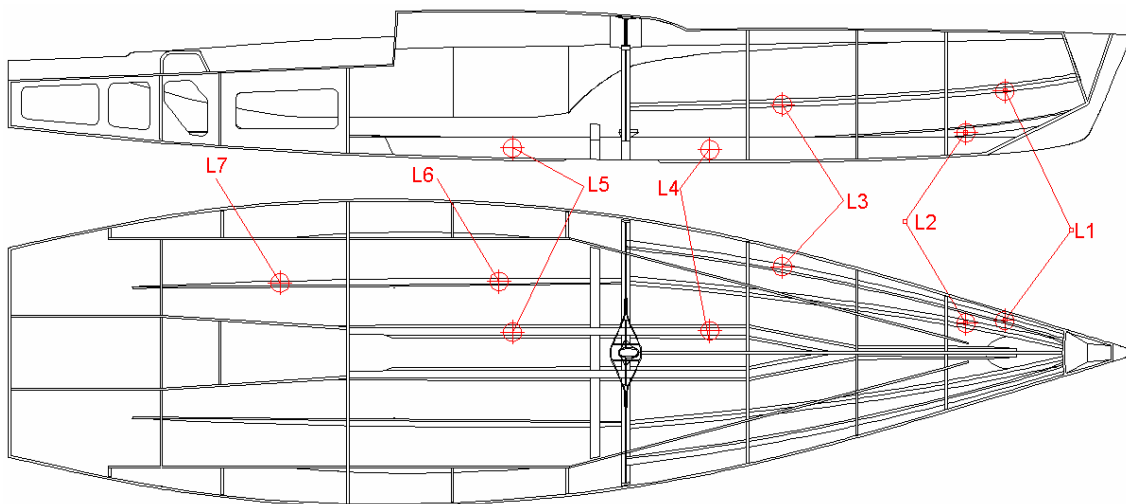


Figura X

Calculemos el elemento L1:

$L=1332$ mm

$S = 783$ mm

$C=817$ (longitudinal del casco)

$h=1.72$ ("design head", tabla 8.1 ABS)

$\sigma_a = 50\%$ de la resistencia última del material = 240 N/mm²

$E= 24000$ N/mm²

$SM_k = 0$ (no pasa por la quilla)

$C1= 255$ (ABS 8.3.1)

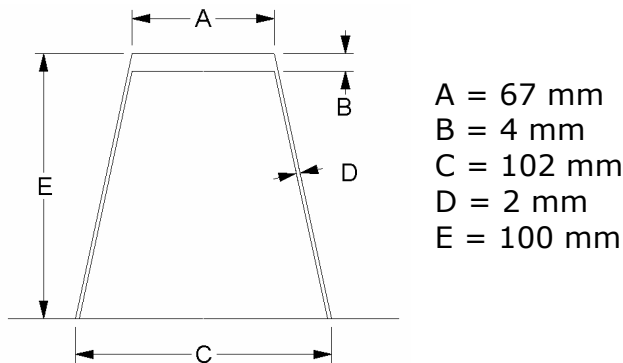
El módulo requerido para la sección del refuerzo es:

$$SM_r = \frac{C \cdot h \cdot s \cdot l^2}{\sigma_a} + SM_k \quad SM_r = \frac{817 \cdot 1.72 \cdot 0.783 \cdot 1.332^2}{240} = \mathbf{29.84 \text{ cm}^3}$$

La inercia requerida en esa sección será:

$$I_r = \frac{1000 \cdot C_1 \cdot h \cdot s \cdot l^3}{E} \text{ cm}^4 \quad I_r = \frac{1000 \cdot 255 \cdot 1.72 \cdot 0.956 \cdot 2.309^3}{24000} = \mathbf{215.1 \text{ cm}^4}$$

Si calculamos el módulo y la inercia de la sección propuesta en la estructura. Con las dimensiones propuestas a continuación.



Obtenemos el siguiente módulo e inercia.

$$SM_o = \mathbf{52.69 \text{ cm}^3}$$

$$I_o = \mathbf{576.3 \text{ cm}^4}$$

Superamos los requerimientos de la guía ABS.

Realizamos este tratamiento para los refuerzos seleccionados y presentamos los resultados en la siguiente tabla.

refuerzo	L (mm)	S (mm)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	requerido		obtenido	
								SM (cm ³)	I (cm ⁴)	SM (cm ³)	I (cm ⁴)
L1	2309	956	67	4	102	2	100	29.86	215.12	52.69	576.30
L2	1332	783	68	3	106	2	136	14.10	58.60	62.95	907.60
L3	1937	1101	67	4	102	2	100	28.81	174.12	52.69	576.30
L4	2102	850	139	5	200	2	365	24.85	65.90	437.00	15435.60
L5	4288	880	139	5	200	2	365	112.80	1509.80	437.00	15435.60
L6	4286	919	40	15	40	2	162	117.80	1576.70	131.13	2189.10
L7	3783	816	40	15	40	2	162	81.00	1399.60	131.13	2189.10

Tabla VIII

2.1.3.2.2. Escantillonado de refuerzos transversales en el casco

De forma similar al estudio de refuerzos longitudinales realizaremos el de los transversales. Estudiando en un primer momento solo las dos varengas de la quilla, el anillo de proa

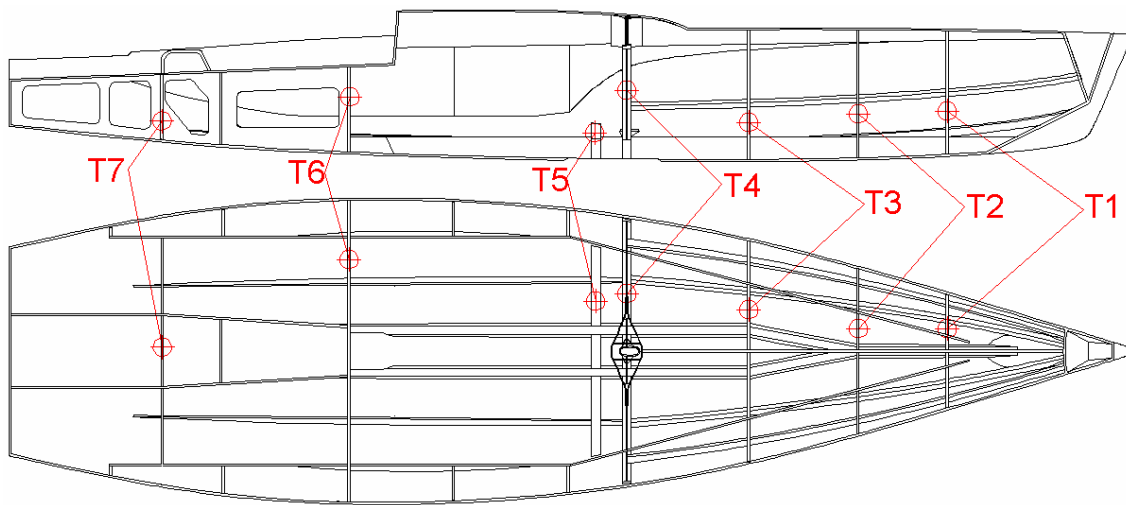


Figura XI

Ejemplo

Calculemos el elemento T5 que será el más cargado, al tener que soportar los esfuerzos de la quilla.

$$SM = \frac{C \cdot h \cdot s \cdot l^2}{\sigma_a} + SM_k \text{ cm}^3 \quad I_r = \frac{1000 \cdot C_1 \cdot h \cdot s \cdot l^3}{E} \text{ cm}^4$$

$L=2416$ mm (distancia media entre refuerzos transversales contiguos)

$S = 783$ mm (distancia media entre refuerzos longitudinales contiguos)

$C=817$

$h=2.048$ ("design head", tabla 8.1 ABS)

$\sigma_a = 50\%$ de la resistencia última del material = 240 N/mm^2

$E= 24000 \text{ N/mm}^2$

$SM_k = NW_k Y_k / (n \sigma_a)$ para refuerzos sobre la quilla

n = número de varengas en la quilla: 2

$N = 1,00$ en crujía reduciéndose a 0,5 en 1/3 del perímetro desde crujía hasta la regala y no menor de 0,5 desde este punto a la regala: nuestro caso : 0.87.

$Y_k = 2.835$ m (distancia vertical entre c.g de la quilla y el fondo del casco)

$W_k = 77420 \text{ N}$ (peso de la quilla)

$C_1= 255$ (ABS 8.3.1)

Con estos datos obtenemos los módulos e inercias requeridas por ABS:

$$SM_k = \mathbf{398.8 \text{ cm}^3}$$

$$SM = \mathbf{430.6 \text{ cm}^3}$$

$$I = \mathbf{2205.8 \text{ cm}^4}$$

Para estos refuerzos se ha propuesto unas secciones de perfil rectangular de 171mm de ancho y 340mm de alma. Espesores de la capa superior 15mm y 4mm para las capas de material a cortante. Con estas dimensiones obtenemos los siguientes módulos e inercias:

$$SM = 1122 \text{ cm}^3$$

$$I = 33168 \text{ cm}^4$$

Para el resto de refuerzos propuestos presentamos la tabla con los datos de entrada y los resultados de módulos e inercias en todos ellos.

									requerido		obtenido			
	L	S	A	B	C	D	E		SM	I	SM	I		
refuerzo	(mm)							n	N	(cm ³)	(cm ⁴)	(cm ³)	(cm ⁴)	
T1	2143	1700	30	5	30	2	179			19.43	97.26	33.80	636.90	seccion transversal
T2	2143	1966	30				3			0.28	1.09	0.91	1.64	muestra de 1cm ancho
T3	2253	1917	30				3			0.31	1.22	0.91	1.64	muestra de 1cm ancho
T4	1378	1374	40	1	40	2	400	2	0.5	254	1203	357	13833	seccion transversal
T5	2416	783	171	15	171	4	340	2	0.87	431	2206	1109	30884	seccion transversal
T6	3746	882	40	8	40	3	220			279	588	281	8429	seccion transversal

Tabla IX

Los refuerzos T2, T3 y T7 son mamparos estancos que han sido calculados de forma similar a las planchas del casco. Los datos presentados en estos refuerzos son los módulos e inercias de una sección del mamparo de 1 cm de ancho. Y los datos geométricos del mamparo incluyen espesor de núcleo (dato A) y espesor de las pieles de refuerzo (dato D).

Vemos que superan ampliamente los requerimientos de ABS. También hemos tenido en cuenta que esta varenga será la parte estructural más solicitada en caso de embarrancamiento o colisión con animales sumergidos. Este tipo de situaciones se suele dar en regatas oceánicas, por tanto calcularemos las cargas que es capaz de soportar la estructura en caso de colisión de la quilla con objetos o con el fondo.

Cálculo en caso de colisión de la quilla

Se ha supuesto una velocidad de 15 nudos y un tiempo de parada total de 0.7 segundos. (Esta combinación de velocidad y tiempo será soportada por nuestra quilla. Otras combinaciones a mayor velocidad serían soportadas con mayor tiempo de para y viceversa).

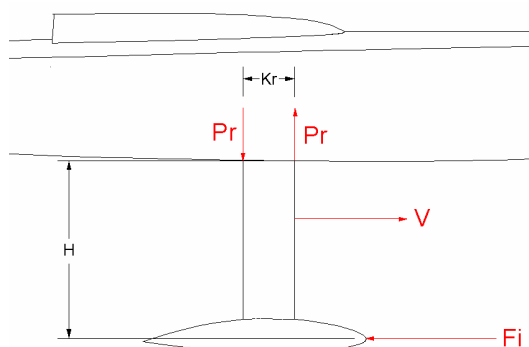


Figura XII

Supongamos:

$V = 15 \text{ kn}$ velocidad de avance del barco $= 7.7 \text{ m/s}$

$t = 0.7 \text{ s}$ tiempo de parada del barco

$a = V/s = 7.7/0.7 = 11.02 \text{ m/s}^2$ aceleración sufrida

$m \approx 16000 \text{ kg}$ masa del barco

$F_i = m \cdot a = 176365 \text{ N}$ fuerza de impacto

$K_r \approx 1.544 \text{ m}$ radio de giro de la quilla \approx distancia entre extremos de la pletina de la quilla sobre el casco

$H \approx 3.5$ brazo de la fuerza de impacto sobre el punto de giro \approx altura de la quilla

$M_{kl} = F_i \cdot H = 617280 \text{ Nm}$ momento de impacto

$P_r = M_{kl}/K_r = 399792 \text{ N}$ fuerza reacción

$L_f = 2.67$ extensión transversal de la varenga sobre la que se carga la fuerza reacción

$M_{fl} = P_r \cdot L_f/4 = 266861 \text{ Nm}$ momento a flexión sobre la varenga

$SM_{fl} = M_{fl}/\sigma_a = \mathbf{1112 \text{ cm}^3}$

Por tanto nuestra varenga T5 soportaría este esfuerzo de más de 11 g. Estamos antes altos coeficientes de seguridad para un barco que ha de estar navegando sin descanso durante largas etapas oceánicas.

2.1.3.2.3. Escantillonado de los refuerzos de la cubierta.

Para los refuerzos de la cubierta, solo vamos a escantillonar los puntos más críticos ya que muchos de estos refuerzos (todos los mamparos) han sido escantillonados con los criterios del casco que son más exigentes que en cubierta. Esto simplificará mucho el estudio. En la siguiente figura aparecen los refuerzos que se van a estudiar en detalle.

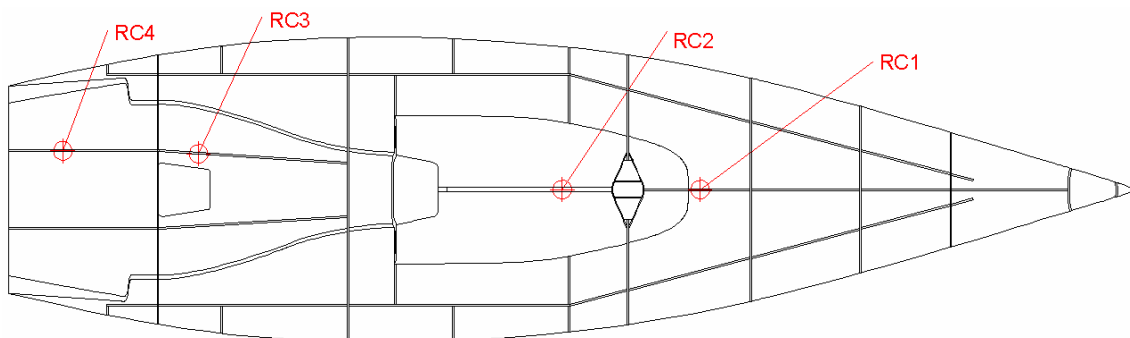


Figura XIII

El estudio de estos refuerzos es totalmente análogo al realizado en los refuerzos del casco. Presentamos a continuación los datos necesarios para el escantillonado así como los módulos e inercia requeridos y los obtenidos.

refuerzo	L	S	A	B	C	D	E	requerido		obtenido	
								SM	I	SM	I
								(cm ³)	(cm ⁴)	(cm ³)	(cm ⁴)
C1	2008	1680	30	1	30	1	200	19.5	122	37	767
C2	2849	1232	30	2	30	2	137	22.3	198	26	370
C3	2185	1060	30	2	30	1	300	14.5	48.1	15	165
C4	1497	1610	30	3	30	1	100	13.3	55.7	15	165

Con estos cálculos, definimos las dimensiones del refuerzo genérico usado para la cubierta. Las dimensiones de dicho refuerzo serán:

Espesor 30mm.

Alma 100mm.

Espesor de laminado homogéneo de 1mm.

Cualquier refuerzo cuyas dimensiones sean mayores, también cumplirá con ABS.

2.1.3.3. Dimensionado de los pernos de la quilla

La expresión que marca el mínimo diámetros de los pernos es:

$$d_k = \sqrt{\frac{2.55W_k Y_k}{\sigma_y \Sigma I_y}}$$

W_k es el peso total del lastre en la quilla en N = 77420 N

Y_k es la distancia vertical en mm desde el centro de gravedad

de la quilla a las superficies unidas por los pernos = 2835 mm

ΣI_y es el sumatorio de las distancias transversales a cada perno desde el centro del mismo en un lado de la quilla al extremo del otro lado de la quilla en mm.

σ_y es el 50% de la resistencia a tracción del material. En este caso elegimos Acero AH36 por tanto 245 N/mm²

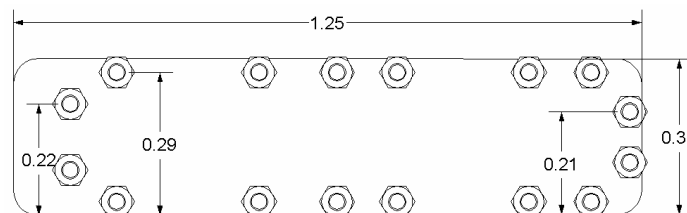


Figura XIV

Con esta distribución de pernos calculamos el sumatorio y obtenemos unos diámetros de:

$$d_k = \sqrt{\frac{2.55W_k Y_k}{\sigma_y \Sigma I_y}} = \sqrt{\frac{2.55 \cdot 77420 \cdot 2835}{245 \cdot 2180}} = 32.37 \text{ mm}$$

Pasamos a un diámetro normalizado y decidimos dimensionar nuestros pernos con **35 mm** de diámetro.

2.1.3.4. Dimensionamiento del eje del timón.

ABS dispone de un apartado dedicado al escantillonado de timones. En el se comienza por definir el diámetro mínimo del eje del timón. Se puede seleccionar entre eje hueco o eje sólido. En nuestro caso hay que ahorrar peso y seleccionaremos el caso hueco.

Los datos de entrada para el cálculo del diámetro del eje son los presentados en la figura siguiente tomada de ABS :

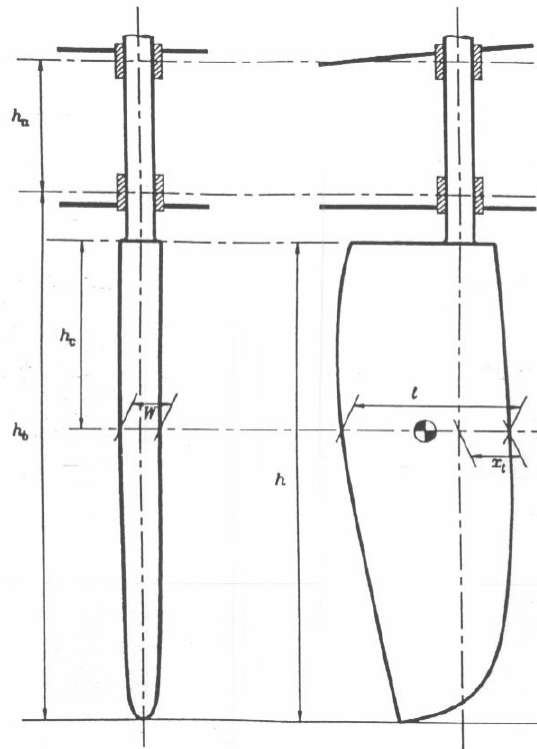


Figura XV

Fuerza sobre el timón:

$$P = k \cdot C \cdot Lwl \cdot A \cdot N = 25262 \text{ N}$$

Para

$k = 984$ (definido en ABS para SI).

$C =$ coeficiente de sustentación $= 1.5$ (definido en ABS)

$A =$ área proyectada de la pala $= 0.989 \text{ m}^2$

$N = 1$ (tablas ABS)

Momento axial:

$$T = P \cdot l_c = 171316 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Para
 $l_c = 0.33 \cdot l - x_l = 6.78 \text{ cm}$

Momento flector:
 $M = P \cdot (h_b - h - h_c) = 3288588 \text{ N} \cdot \text{cm}$

El diámetro mínimo se calcula según:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \sigma_c} (0.5M + 0.5\sqrt{M^2 + 4T^2})} = 8.19 \text{ cm}$$

Si hemos propuesto inicialmente un diámetro exterior de 11 cm, calculemos el diámetro máximo interior según ABS.

$$d = \sqrt[3]{\frac{d_o^4 - d_i^4}{d_o}}; \text{ despejando } d_i \text{ para un } d_o = 11 \text{ cm obtenemos } d_i = 9.64 \text{ cm}$$

Este eje ha de prolongarse 0.2h por debajo del rodamiento inferior del timón, dentro de la pala del timón. Los materiales con que se ha calculado el escantillonado del eje ha sido laminado Carbono-epoxi. El núcleo interior hueco estará relleno de espuma de SAN que servirá como modelo sobre el que laminar las capas de refuerzo. Este refuerzo tendrá un espesor de 1.36 cm. La pala será realizada en espuma de SAN con una capa de refuerzo de Carbono.

Las mediadas el timón serán (en cm):

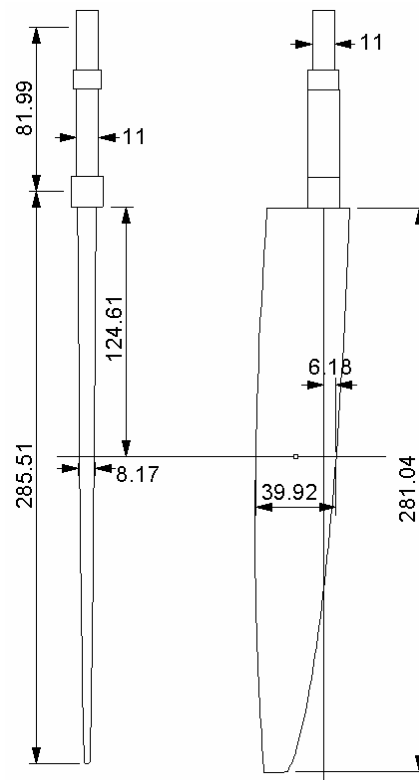


Figura XVI

Rodamientos:

ABS calcula la presión máxima que deben soportar los rodamientos de fricción. No calcula los límites cuando se usan rodamientos de bolas o agujas. En nuestro caso, como es corriente en barcos a vela, usaremos rodamientos de agujas autoalineantes. Estos rodamientos permiten cierto margen de desalineación. El rodamiento inferior va dentro una abertura hecha en el casco en la zona del timón. Esta cavidad cilíndrica eleva su borde superior por encima de la superficie libre. Por lo que en ningún momento el agua ejercerá presión para inundar el compartimento de popa. Para evitar salpicaduras al interior de este compartimento, se añade una junta de goma que presiona la parte superior del cojinete con el eje del timón.

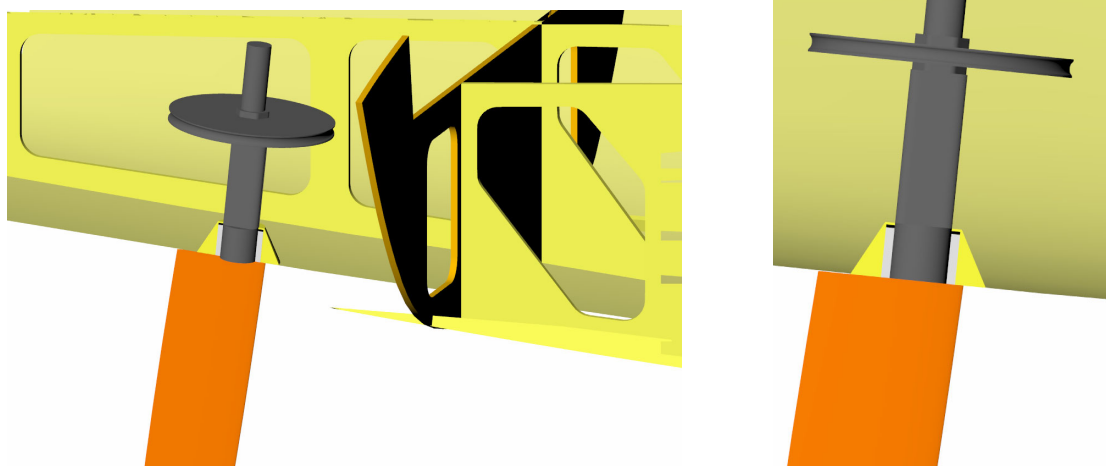


Figura XVII

2.2. Dimensionamiento de la jarcia

Las dimensiones generales de nuestro mástil quedaron fijadas en el cuaderno 2, remitiéndonos a este cuaderno para justificarlas.

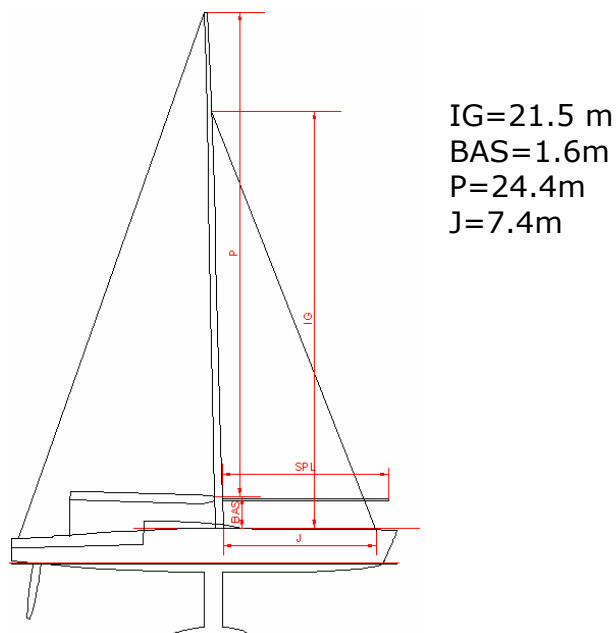


Figura XVIII

Debido a la limitación en altura de IG, nos obligan a usar **aparejo fraccionado**:

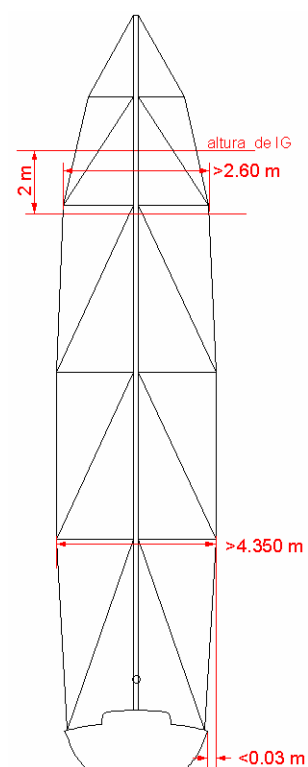


Figura XIX

La Norman NBS reconoce seis tipos diferentes de aparejos, de entre los tres tipos de aparejos fraccionados que estudia, elegimos el compuesto de burdas y estay de retención. La otra opción posible (obenques bajos simples con crucetas desplazadas a popa) la descartamos, ya que es la elección que haríamos para un yate de altas prestaciones que ha de ser manejado con poca tripulación. Sin posibilidades de reglaje de la caída lateral del palo. No es nuestro caso, donde pretendemos tener una alta capacidad de reglaje con las burdas.

En el diseño previo de nuestro mástil recurrimos a imágenes de los barcos de la regata de este año y comprobamos que todos usan un sistema de mástil de 4 crucetas con diagonales en cada piso de crucetas y esa será la configuración que se usará. La regla VO60 impone unas dimensiones mínimas de estas crucetas. Las restricciones son las que vemos en la figura XIX.

Página 31 de 44

Donde:

l_1 : Distancia del tintero del palo a la cruceta. **8.536 m**.

BD: Distancia del tintero a la botavara **3.361 m**

La carga T_1 del génova se reparte entre las dos crucetas que la soportan. Así,

$$T_{Iu} = T_1 \frac{dg_1}{dg_1 + dg_2} = \mathbf{6384 \text{ N}}$$

$$T_{Il} = T_1 \frac{dg_2}{dg_1 + dg_2} = \mathbf{6220 \text{ N}}$$

dg_1 : Distancia de la cruceta inferior al puño de driza del génova. **2.023 m**

dg_2 : Distancia de la cruceta superior al puño de driza del génova. **1.971 m**

2.2.1.2. Mayor izada con un rizo

En esta situación la fuerza ejercida sobre la vela se reparte entre el puño de driza de ésta y la unión del mástil con la botavara.

$$T_2 = \frac{RM}{a_2} = \mathbf{46672 \text{ N}}$$

a_2 : Distancia del centro de empuje de la vela a la línea de agua. Como la vela mayor puede estar con rizos el punto de aplicación varía. Se comprueba para el caso más desfavorable para la jarcia, que es cuando la altura de la mayor es el 60 % de la total. **6.271 m**.

Esta carga se distribuye en:

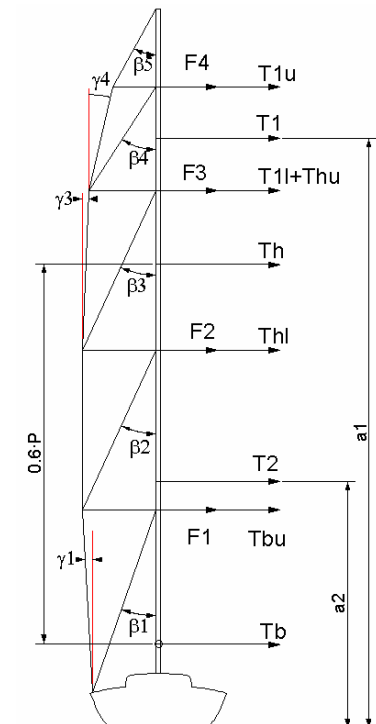
$$T_h = 0.40 \cdot T_2 = \mathbf{18669 \text{ N}}$$

$$T_b = 0.33 \cdot T_2 = \mathbf{15402 \text{ N}}$$

para,

T_h : Carga en el puño de driza de la Mayor.

T_b : Carga en la botavara.



A su vez estas cargas se reparten entre las crucetas superiores e inferiores a la zona de aplicación de la carga. Así,

$$T_{hu} = T_h \frac{d_1}{d_1 + d_2} = \mathbf{10046 \text{ N}}$$

$$T_{hl} = T_h \frac{d_2}{d_1 + d_2} = \mathbf{8618 \text{ N}}$$

$$T_{bu} = T_b \frac{BD}{l_1} = \mathbf{6064 \text{ N}}$$

Donde:

d_1 : Distancia de la cruceta al puño de driza de la mayor. **3.31 m.**

d_2 : Distancia del puño de driza a la cruceta superior. **2.841 m.**

l_1 : Distancia del tintero del palo a la cruceta. **8.536 m.**

Con estos valores de las tensiones en todas las crucetas, se pueden calcular las fuerzas netas asociadas a cada cruceta en cada condición de carga, diferenciando tres situaciones, según esté el foque, el foque y la mayor o el foque y la mayor con rizo izados.

	genova	mayor + genova	mayor 1 rizo + genova	
T1	12604	0	0	(N)
T2	0	21584	46672	(N)
Th	0	8634	18669	(N)
Tb	0	7123	15402	(N)
Tbu	0	2805	6064	(N)
T1u	6384	8634	10046	(N)
T1l	6220	0	8618	(N)

F1	0	Tbu	Tbu
F2	0	0	Thl
F3	T1l	T1l	T1l+Thu
F4	T1u	T1u	T1u
F5	0	Th	0

F1	0	2805	6064	(N)
F2	0	0	8618	(N)
F3	6220	6220	16266	(N)
F4	6384	6384	6384	(N)
F5	0	8634	0	(N)

Tabla X

Con estos datos y las características geométricos de la jarcia propuesta (tabla XI), podemos calcular el reparto de fuerzas entre crucetas, obenques verticales y diagonales (tabla XII).

beta1	19.1	19.1	19.1	(grados)
beta2	24.8	24.8	24.8	(grados)
beta3	24.9	24.9	24.9	(grados)
beta4	32.9	32.9	32.9	(grados)
beta5	29.3	29.3	29.3	(grados)
gamma1	-3.3	-3.3	-3.3	(grados)
gamma2	0.0	0.0	0.0	(grados)
gamma3	2.4	2.4	2.4	(grados)
gamma4	12.7	12.7	12.7	(grados)

Tabla XI

D5	0	17658	0	(N)
V4	0	15788	0	(N)
C4	0	5174	0	(N)
D4	11741	21255	11741	(N)
V3	9862	33272	9862	(N)
C3	5966	13607	5966	(N)
D3	28997	47180	52903	(N)
V2	36166	76054	57858	(N)
C2	11071	18013	20197	(N)
D2	26354	42880	68594	(N)
V1	60181	115157	120306	(N)
C1	14535	24642	35741	(N)
D1	44375	83795	127631	(N)

Tabla XII

A continuación aplicamos un factor de seguridad de 3 a las cargas en las varillas y calculamos la sección de las mismas para el caso de jarcia simple o jarcia doble. Esta última se basa en tener dos obenques alineados en la dirección proa popa para así reducir la resistencia aerodinámica de los mismos. Es una opción más cara, pero de nuevo el factor económico no se tendrá en cuenta. Para el material de los obenques usaremos varilla de titanio. Con una resistencia a la tracción de 600 Mpa. No se calcularán los diámetros necesarios para soportar el génova por separado, ya que estas cargas son siempre menores que las de los demás casos. A la vista de los resultados elegiremos una jarcia doble.

	JARCIA SIMPLE		JARCIA DOBLE		MAXIMOS	
	mayor + genova	mayor 1 rizo + genova	mayor + genova	mayor 1 rizo + genova	JARCIA SIMPLE	JARCAI DOBLE
Ø D5	10.6	0.0	7.5	0.0	11	8 (mm)
Ø V4	10.0	0.0	7.1	0.0	11	8 (mm)
Ø D4	14.5	12.2	10.2	8.6	15	11 (mm)
Ø V3	16.6	11.2	11.7	7.9	17	12 (mm)
Ø D3	22.0	22.8	15.6	16.1	23	16 (mm)
Ø V2	26.7	24.5	18.9	17.3	27	19 (mm)
Ø D2	21.0	24.6	14.8	17.4	25	18 (mm)
Ø V1	33.4	33.9	23.6	24.0	34	24 (mm)
Ø D1	28.6	33.1	20.2	23.4	34	24 (mm)

Tabla XIII

El arraigo de los obenques se realizará por medio de cadenotes laminados al casco. Estos laminados se componen de una bande de material monolítico en kevlar que recubre la bulárcama sobre la que se apoya el mamparo del palo. El palo apoya directamente sobre ese laminado de tal forma que la fuerza de compresión ejercida por este se reparte uniformemente sobre el monolítico y la citada bulárcama, evitándose cargas puntuales sobre el casco. En la parte superior del mamparo del palo se ha realizado una estructura que compense los esfuerzos a compresión que

sufre esta zona y que a su vez permita el movimiento del palo para su reglaje.

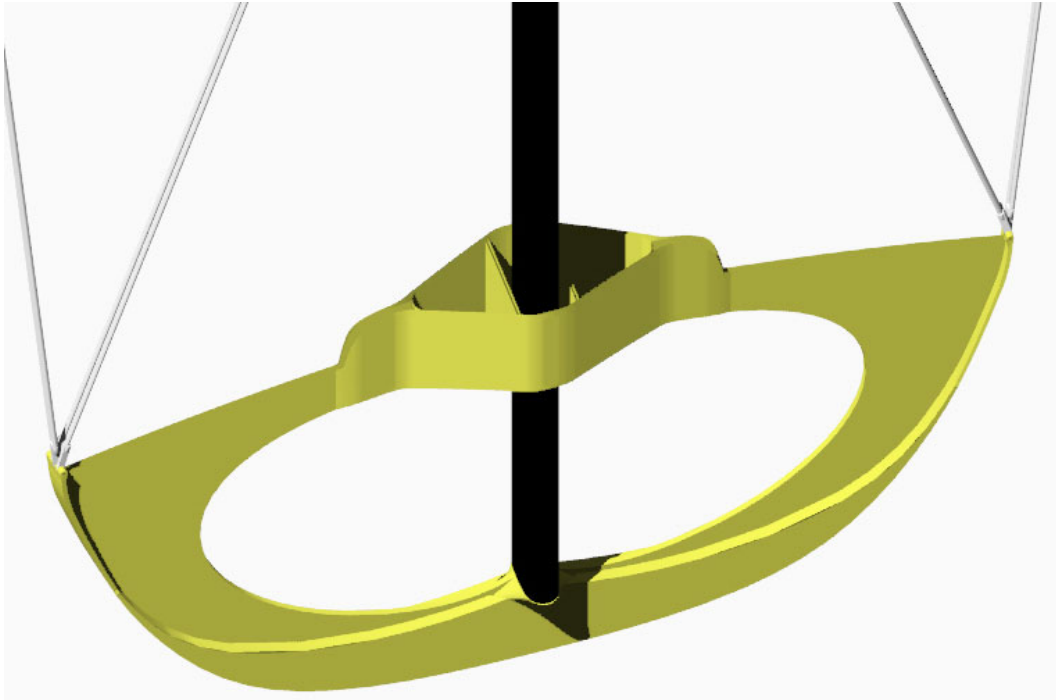


Figura XXI

2.2.2. Dimensionamiento de la jarcia longitudinal

En primer lugar hay elegir que disposición y tipos de soportes se van colocar. En este caso se ha seleccionado un *estay de proa*, tres burdas, altas, medias y bajas para regular la caída del palo.

Las cargas de diseño de cada uno de ellos se calculan mediante las expresiones siguientes obtenida de la referencia [7] "Larsson":

$$P_{fo} = 15 \frac{RM}{l + f_s} = \mathbf{192875 \text{ N}}, \text{ para el estay de proa.}$$

$$P_b = P_{fo} \frac{\text{sen}(\alpha_f)}{\text{sen}(\alpha_a)} = \mathbf{183514 \text{ N}}, \text{ para las burdas medias y bajas.}$$

$$P_a = 2.8 \frac{RM}{l_a \text{sen}(\alpha_a)} = \mathbf{45288 \text{ N}}, \text{ para la burda alta.}$$

para,

l : Distancia de la fogonadura a la unión del estay de proa con el mástil. **21 m.**

f_s : Distancia línea de agua a la fogonadura. **1.76 m.**

l_a : Distancia línea de agua a la unión back-stay. **27.75 m.**

α_a : Ángulo burda alta con mástil. **20.8 °.**

α_f : Ángulo estay con mástil. **19.77 °.**

Con estas cargas los diámetros, en mm., del estay son para varilla de titanio con una carga de rotura de 600 Mpa:

Estay **20 mm**

Para las burdas se usará un cabo de fibra de kevlar con una resistencia de 700 Mpa calculando unos diámetros de alma de fibra de:

Burda alta **10 mm**

Burdas media y baja **18 mm**

La conexión al casco del estay de proa se realiza directamente y utilizando el mismo sistema que con los obenques, para ello el casco ha sido laminado de tal forma que la "proa" del molde coincide con el ángulo de estay de proa. A esa proa se lamina el cadenote, y posteriormente se lamina el resto de la proa final del barco, con un soporte para el puño del spinaker que sale más a proa del estay. El resto de la proa será postiza, de tal forma que ante una rotura por colisión sea fácilmente reparable, evitando que este tipo de colisiones dañen gravemente a una zona sensible como es el arraigo del estay de proa.

2.2.3. Dimensionamiento de la sección del mástil.

2.2.3.1. Inercia transversal.

Para el cálculo de la mínima inercia transversal del mástil, se divide éste en cinco paneles, el primero entre la fogonadura y la cruceta, el segundo, tercero y cuarto entre las siguientes crucetas y el último entre la cruceta superior y la perilla del palo. Esto lleva a cinco paneles de las siguientes longitudes

I1	8.536 m
I2	6.154 m
I3	6.152 m
I4	3.994 m
I5	3.015 m

Tabla XIV

Con cada uno de ellos calculamos mediante la siguiente expresión, las inercias transversales necesarias (en mm⁴):

$$I_x = k_1 \cdot m \cdot PT \cdot l(n)^2. \text{ (mm}^4\text{)}$$

$$PT = 1.5 \frac{RM}{b}. \text{ (N)}$$

b: Distancia transversal del cadenote, arraigo de los obenques en cubierta, al mástil. **2.58 m**.

m: Factor del material. Como el mástil es de carbono de módulo de Young 200000 Mpa obtenemos **0.3525**

l(n): Longitud del panel en metros.

k_{1(n)}: Factor que depende de la disposición del aparejo y el panel.

Conforme vamos comprobando paneles superiores el factor PT hay que ir reduciéndolo en:

$D1 \cdot \cos(\beta_1)$, para el segundo panel.

$D1 \cdot \cos(\beta_1) + D2 \cdot \cos(\beta_2)$, para el tercer panel.

$D1 \cdot \cos(\beta_1) + D2 \cdot \cos(\beta_2) + D3 \cdot \cos(\beta_3)$, para el cuarto panel.

$D1 \cdot \cos(\beta_1) + D2 \cdot \cos(\beta_2) + D3 \cdot \cos(\beta_3) + D4 \cdot \cos(\beta_4)$, para el último panel.

D_i : Longitud de las diagonales correspondientes (ver tabla XI).

β_i : Ángulos que forman las diagonales con el mástil (ver tabla XI).

Con todo esto, se llega a las siguientes inercias, en cm^4 :

		k1	Ix_previo (mm⁴)	decremento (mm⁴)	Ix cm⁴
I1	8.536	2.6	11363376	0	1136
I2	6.154	3.6	8177917	120590	806
I3	6.152	3.6	8172602	182838	799
I4	3.994	3.6	3444640	230843	321
I5	3.015	3.6	1962919	248681	171

Tabla XV

2.2.3.2. Inercia longitudinal.

Para obtener la inercia longitudinal mínima necesaria se utiliza la expresión:

$$I_y = k_2 \cdot k_3 \cdot m \cdot PT \cdot h^2 = \mathbf{2381 \text{ cm}^4}$$

para,

k_2 : Factor del tipo de aparejo. **0.9**.

h : Altura, desde la cubierta, de la unión del estay con el mástil. **21 m**.

Luego, se tienen como inercias mínimas para dimensionar el mástil:

$$I_x = \mathbf{1136 \text{ cm}^4}$$

$$I_y = \mathbf{2381 \text{ cm}^4}$$

Antes de dimensionar el mástil vemos que las reglas de la clase VO60 imponen unas dimensiones máximas y mínimas, ver figura XXII, intentando maximizar esas dimensiones, diseñamos una sección como la que aparece en dicha figura.

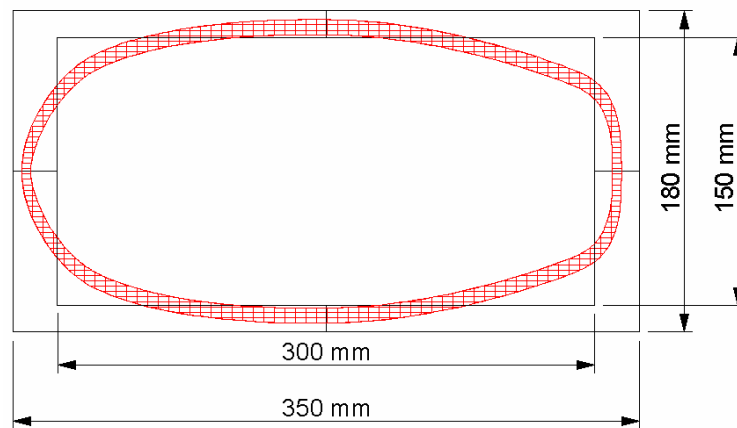


Figura XXII

Dimensiones principales:

Longitudinal: **335 mm.**

Transversal: **170 mm.**

Inercias:

Transversal I_x : **2723 cm⁴.**

Longitudinal I_y : **7700 cm⁴.**

Espesor: **variable de 5 a 8 mm.**

Con estas dimensiones y espesores estamos aplicando unos coeficientes de seguridad de hasta 3.2 en la inercia longitudinal y de 2.4 en la transversal.

2.2.4. Botavara.

Para dimensionar la sección de la botavara, previamente hay que definir la contra que la sostiene. Ésta irá desde 1.1 metros bajo la unión del mástil a la botavara, hasta 1.591 metros medidos sobre ella:

$d_1 = 1.591 \text{ m.}$

$d_2 = 1.1 \text{ m.}$



El valor de las fuerzas vertical y horizontal que tienen que soportar son:

$$F_v = 0.5 \cdot RM \frac{E}{HA \cdot d_1} = \mathbf{53743 \text{ N}}$$

$$F_h = 0.5 \cdot RM \frac{E}{HA \cdot d_2} = \mathbf{77732 \text{ N}}$$

Para:

HA: Distancia desde la línea de agua hasta el centro vélico. **11.621 m.**

E: Longitud de la botavara. **7.5 m.**

El módulo vertical de la botavara debe ser como mínimo:

$$SM_v = 600 \cdot RM \frac{E - d_1}{\sigma \cdot HA} = \mathbf{196409 \text{ mm}^3}$$

Donde:

σ : Tensión admisible del carbono. 400 N/mm².

El módulo horizontal se considera un 50% del vertical:

$$SM_h = \mathbf{98204 \text{ mm}^3}$$

Las normas VO60 limitan la sección de la botavara en cuanto a su medida vertical, no pudiendo ser mayor de 500mm de alto su sección transversal y teniendo que mantener una sección constante a todo lo largo de la misma excepto 500mm en los extremos.

Con estas restricciones diseñamos una botavara que maximice esta sección y comprobamos si cumple los módulos requeridos

Dimensiones principales de la sección:

Vertical = **500 mm**

Transversal = **118 mm**

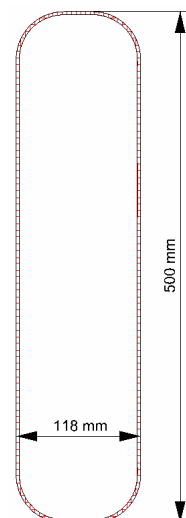
Espesor: **3 mm**.

Módulos de la sección:

$$SM_v = \mathbf{339506 \text{ mm}^3}$$

$$SM_h = \mathbf{159322 \text{ mm}^3}$$

Supera el criterio de los módulos de la sección mínimos.



2.2.5. Crucetas.

El momento de inercia mínimo, medido en el centro de la cruceta es:

$$I = 0.8 \cdot C(n) \cdot \frac{S(n)^2}{E \cdot \cos \delta}$$

siendo:

C(n): Componente transversal de la fuerza en la cruceta (tabla XII).

S(n): Longitud de la cruceta (mm).

E: Módulo de Young del material utilizado. **200000 N/mm²**.

δ: Ángulo de retraso de la cruceta. **0 °**.

En la unión con el mástil debe tener un módulo mínimo de:

$$SM = k \cdot S(n) \cdot V(n) \cdot \cos \delta$$

para:

k: $0.16/\sigma =$ **0.0004**

V(n): Tensión de los obenques verticales para la cruceta inferior, y de las diagonales para el resto. (tabla XII)

Los resultados se presentan en la siguiente tabla:

	C (N)	S (mm)	I (cm ⁴)	V (N)	SM (cm ³)
c1	35741	2854	116.4	120306	137.3
c2	20197	2847	65.5	76054	86.6
c3	13607	2596	36.7	33272	34.5
c4	5174	1657	5.7	17658	11.7

Tabla XVI

Para elegir el perfil de las crucetas se sigue un proceso similar al de la quilla, intentaremos seleccionar un perfil que minimice la resistencia al aire.

Para realizar la matriz de ensayos suponemos que la velocidad relativa del aire respecto al perfil se mantendrá por debajo de los 50 nudos. Estos nos lleva a asumir un número de Reynolds menor de 1e6. Con este número relativamente bajo comparado con un perfil sumergido en agua, podemos suponer que es posible que dicho perfil trabaje en zona laminar. Si partimos de esta suposición, intentaremos seleccionar uno de los perfiles específicamente diseñados para trabajar en estas condiciones. Dichos perfiles son los perfiles NACA de la serie 6 y 6A.

Del mismo modo que se realizó el estudio de los perfiles de quilla y timón se realizará esta comparación. Estudiaremos los perfiles de los que disponemos gracias a un generador de perfiles específico para la serie 6 y 6A. Este programa llamado LadsonPC permite generar archivos de texto con las coordenadas de los perfiles de la serie 63, 64, 65, 66, 67, 63A, 64A, 65A.

La matriz de ensayos se compone de 8 ensayos de los distintos tipos de perfiles para una relación espesor del 12% de la cuerda. La selección del

dato del 12% ha sido justificada por ser un valor intermedio y muy común en perfiles aerodinámicos. Si nuestro único interés fuese reducir la resistencia al aire, seleccionaríamos un perfil de menor espesor, pero hemos de tener en cuenta que las crucetas también tienen la función de soporte de los obenques. Para poder realizar esta función tienen que cumplir una serie de condiciones que han sido calculadas en apartados anteriores. En este caso supondremos a priori el dato de espesor y una vez seleccionado el perfil, calcularemos el espesor de laminado necesario para cumplir los criterios de módulo e inercia mínimos.

Comenzamos el estudio calculando con el programa "Xfoil" [5] los coeficientes de sustentación y resistencia de los perfiles antes seleccionados. El cálculo de estos perfiles se ha hecho para ángulos de ataque variando entre 0° y 10° , Este rango ha sido seleccionado ya que no es de suponer mayores ángulos de ataque ya que el aire se puede suponer con componente z en su velocidad nula, y el movimiento del barco de cabeceo se supone bastante limitado.

Para los perfiles seleccionados se presentan a continuación los resultados de coeficientes de resistencia frente a los de sustentación.

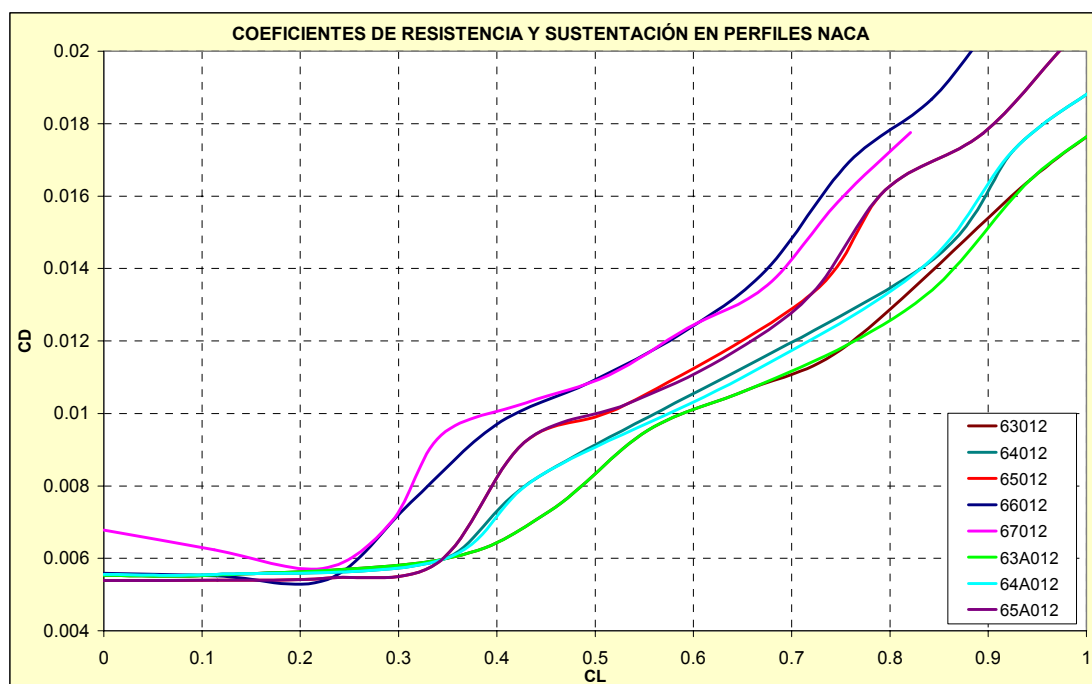


Figura XXIII

La utilidad de esta curva es bastante limitada. Nuestro interés se basa en seleccionar un perfil con la menor resistencia posible. La sustentación la suponemos nula, aunque sabemos que cuando el ángulo de ataque no sea nulo tendremos una componente de sustentación que no tendrá utilidad práctica.

Para tener una mejor información respecto a la resistencia del perfil, usaremos la curva de coeficientes de resistencia frente a ángulo de ataque. En esta curva son de especial interés los coeficientes de resistencia para

bajos ángulos de ataque, situación en la que es de suponer que el perfil trabajará más tiempo. Dicha curva se representa en el siguiente gráfico.

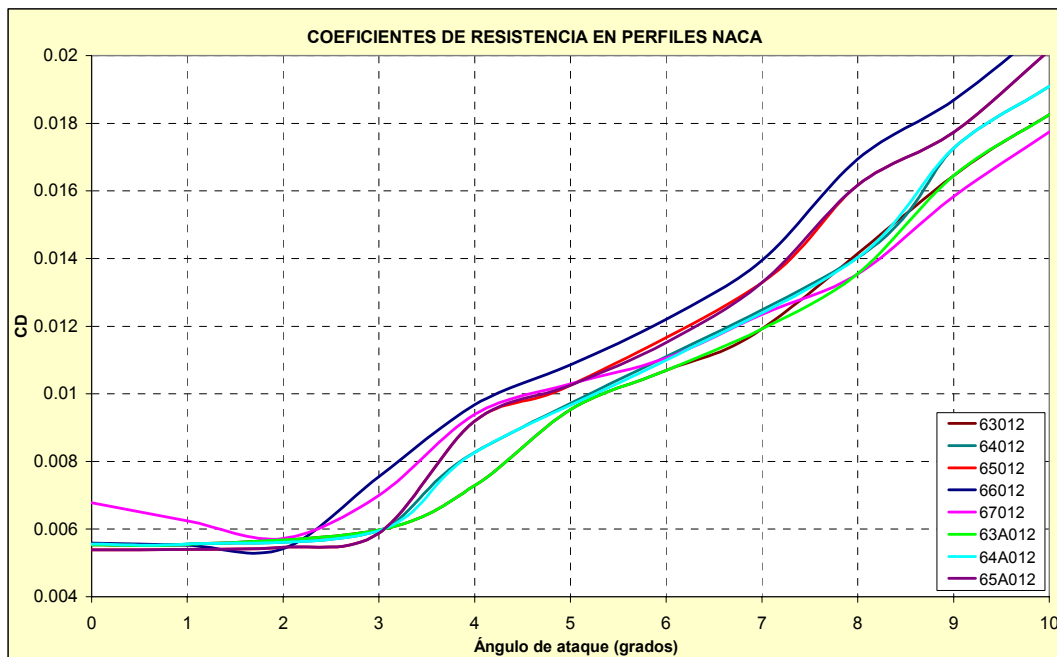


Figura XXIV

Si nos fijamos en la gráfica anterior, vemos que las diferencias entre las series 6 y las 6_A son mínimas. Comenzamos la selección descartando los perfiles 67012 ya que tiene un alto coeficiente de resistencia para 0° de ángulo de ataque. También descartamos el perfil 66012 ya que a pesar de tener un buen comportamiento hasta los 2°, después se comporta muy mal.

Para poder apreciar mejor las propiedades a bajos ángulos de ataque, realizaremos una gráfica donde se amplía esa zona y no aparezcan los perfiles descartados. Es de remarcar que algunos perfiles como el 63012 y el 63A012 tienen exactamente el mismo comportamiento en ese rango de ángulos de ataque.

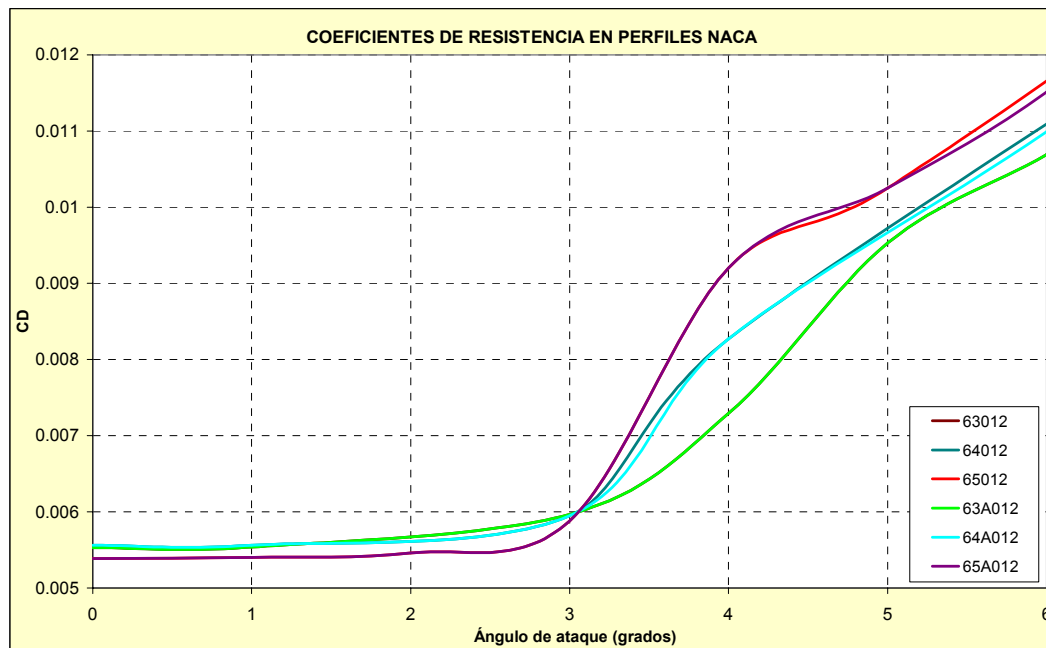


Figura XXV

En este gráfico podemos apreciar detalles que nos hacen decidarnos por el perfil **63A012**. Se ha decidido no usar el 63012 ya que aunque tienen idéntico comportamiento a bajos ángulos de ataque, el comportamiento del 63A es ligeramente mejor a mayores ángulos de ataque. El no usar el perfil 65A012 ha sido debido a su alto coeficiente de resistencia a partir de 3° de ataque. Preferimos usar el perfil antes mencionado que tiene una curva menos drástica y en conjunto suponemos mejor comportamiento en un amplio rango de ángulos de ataque.

Con este perfil seleccionado pasamos a calcular el escantillonado del mismo. Una vez dibujado en un CAD el perfil, seleccionamos la cuerda, en este caso debido a que las dimensiones del mástil han quedado limitadas entre 350 y 300 mm, tomaremos una cuerda media en el centro de la cruceta de 200mm. La cruceta, como media, variará su cuerda desde los 300mm en la unión con el mástil hasta los 100mm en la unión con los obenques.

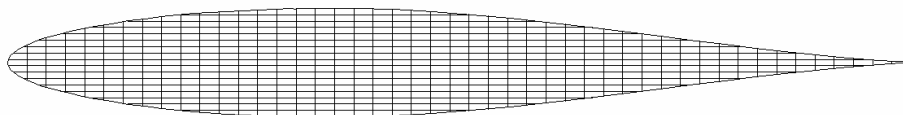


Figura XXVI

La figura anterior representa la sección propuesta para la sección media de la cruceta, se ha propuesto un laminado de carbono sólido. Con estas dimensiones se ha calculado la inercia transversal que ha sido para el caso con cuerda 20 cm de 232 cm⁴ y para el caso de 30 cm de 353 cm⁴ que para un espesor de 3.5 cm nos da un módulo de la sección de 196 cm³. Estos valores sobrepasan los requerimientos de la primera cruceta que es la más solicitada. Para el resto de las crucetas se cumplirán ampliamente si mantenemos esta sección.

3. Bibliografía.

- [1] Volvo Event Management UK Ltd. «The Volvo Ocean 60 Rule 2000», 2001.
- [2] ABS Guide for Building and Classing offshore Racing Yachts 1994.
- [3] CLAUGHTON, A.R. WELLICOME, J.F. «Sailing Yacht Design (Theory)». Longman. 1998.
- [4] LARSSON, L. Y ELIASSON, R.E.«Principles of Yacht Design» (2º Edición). Adlard Coles Nautical, Londres 2000.
- [5] MARK DRELA. XFOIL 6.94. User Manual. MIT Aero & Astro. 2001.
- [6] WWW.2002.volvooceanrace.org

1. Equipo propulsor.	2
1.1. Consumos de combustible.	3
1.2. Sistema de combustible.....	3
1.2.1. Bomba de alimentación de combustible.....	4
1.3. Sistema de lubricación.	4
1.4. Sistema de refrigeración.....	4
1.4.1. Circuito de agua dulce.	4
1.4.2. Circuito de agua salada.....	5
1.5. Sistema de admisión.....	5
1.6. Sistema de escape.....	5
1.7. Sistema eléctrico.....	6
2. Motor auxiliar.....	6
3. Disposición de la cámara de máquinas.....	8
4. Cálculo de la autonomía.	8

1. Equipo propulsor.

Para cumplir las especificaciones de proyecto, se calculó, en el cuaderno 5 las necesidades propulsivas a motor. En dicho cuaderno se decidió usar el motor propulsivo Volvo-Penda MD22P cuya potencia nominal al eje de la hélice después del S-drive tipo MS25R es 39 kW.

Las características generales de este motor son:

Potencia a la salida del cigüeñal	41 kW
Potencia al eje de la hélice	39 kW
Régimen máximo	3000 rpm
Cilindrada	2.2 l
Número de cilindros	4
Diámetro/carrera	84/100 mm
Relación de compresión	23.3:1

La curva de potencia suministrada por el fabricante en función de las revoluciones por minuto es la siguiente:

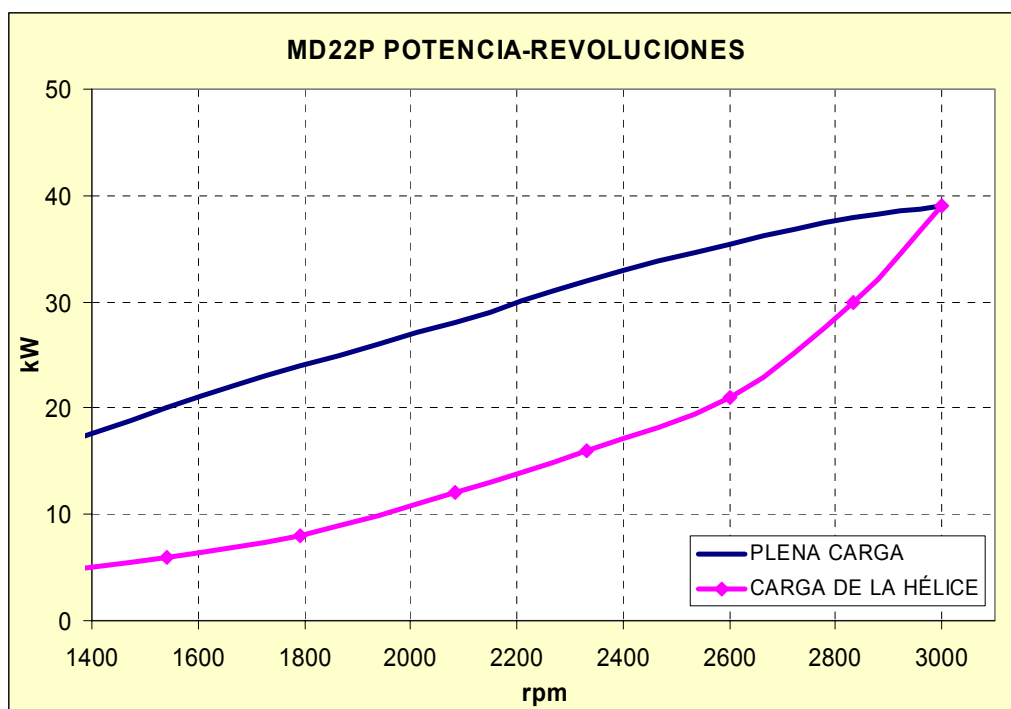


Figura I

Según indicaciones del fabricante, estas curvas están medidas al eje de la hélice teniendo instalado un reductor igual al seleccionado para nuestra hélice.

1.1. Consumos de combustible.

El fabricante también suministra las curvas de consumo, a máxima carga y a la carga de la hélice.

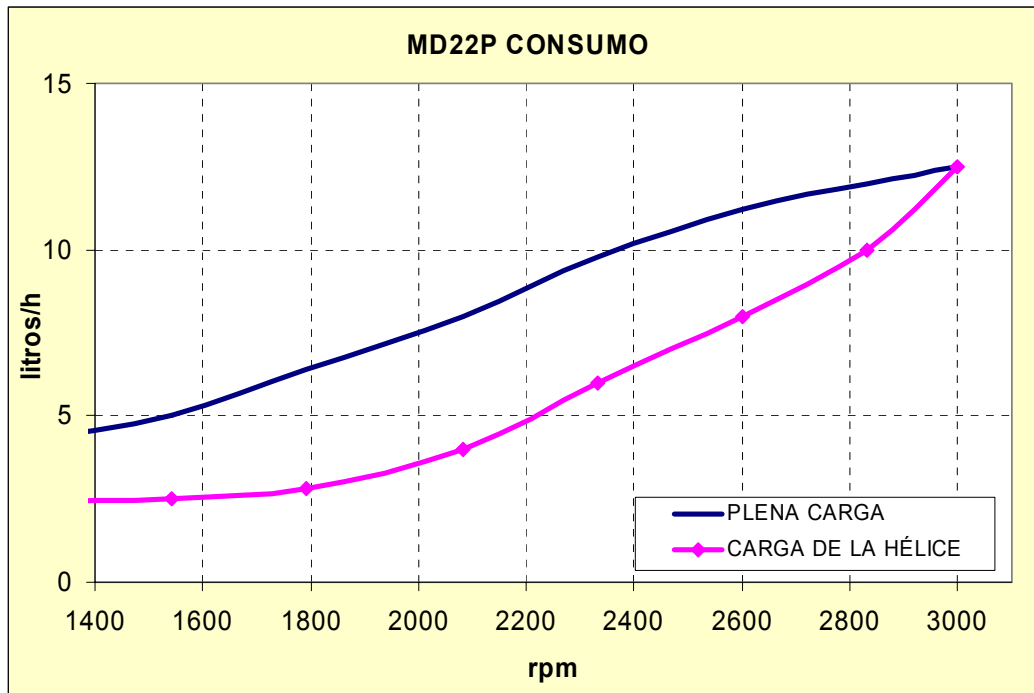


Figura II

El consumo al 90 % de MCR, es:

$$C = 11 \text{ l/h.}$$

1.2. Sistema de combustible.

Dispone de una bomba de inyección tipo recta, accionada por el árbol de levas. También se instala un filtro fino con separador de agua.

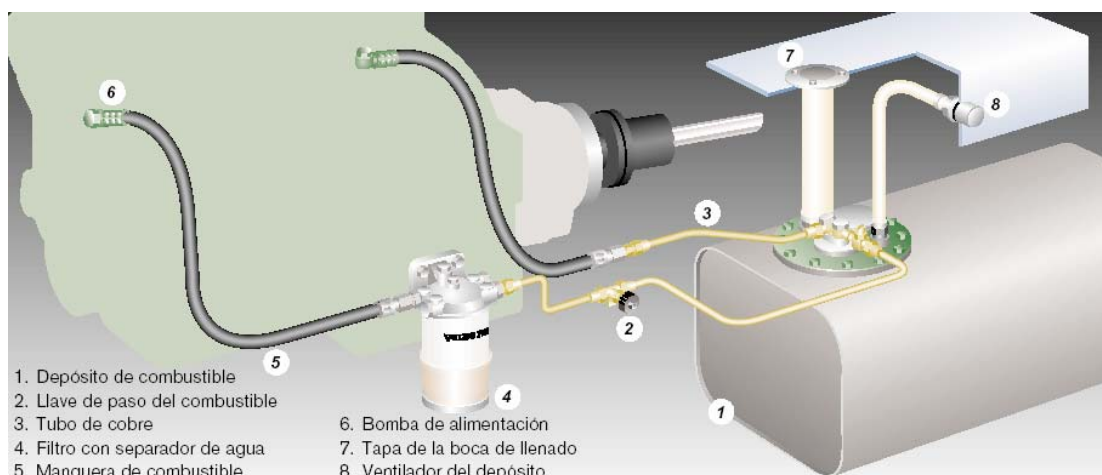


Figura III

1.2.1. Bomba de alimentación de combustible.

La bomba está instalada en el propio motor y dispone de un cebado manual.

1.3. Sistema de lubricación.

Consta de un filtro de paso total, enfriador de aceite de tipo tubular y circuito de ventilación cerrado.

1.4. Sistema de refrigeración.

Dispone de un intercambiador de calor tubular con depósito de expansión integrado.

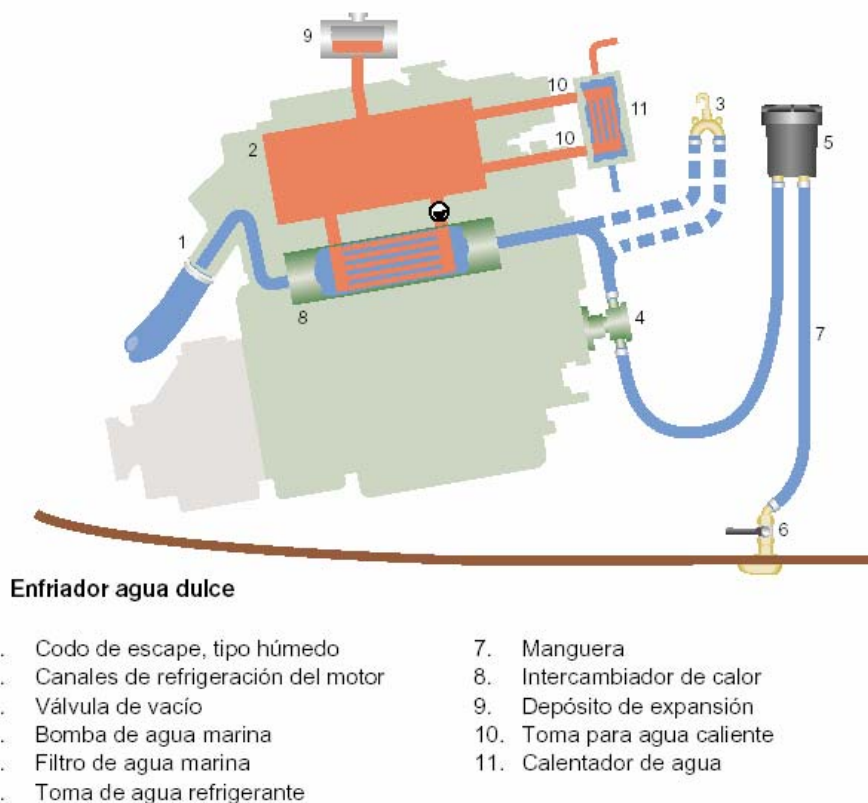


Figura IV

1.4.1. Circuito de agua dulce.

Está regulado termostáticamente. Con depósito de expansión separado y dispone la posibilidad de acoplar una toma para agua caliente.

1.7. Sistema eléctrico.

Dispone de un sistema eléctrico de 12 voltios protegido frente a la corrosión. Se suministra con un alternados marino 14V/60A. Instala una bujía de incandescencia para mejorar los arranques en frío. Motor de arranque eléctrico de 2kW de potencia.

2. Motor auxiliar.

En la regla de la clase VO60 se especifica la necesidad de un motor auxiliar tipo Volvo Penta MD2030. Este motor tendrá dos finalidades principales, la generación de energía eléctrica, y proporcionar potencia a la bomba de lastre.

Las características principales de este motor diesel son:

Potencia al cigüeñal	20.9 kW
Potencia al eje tras el reductor	20.2 kW
Régimen máximo	3600 rpm
Cilindrada	0.95 l
Número de cilindros	3
Diámetro cilindros/carrera	75/72
Relación de compresión	23:1

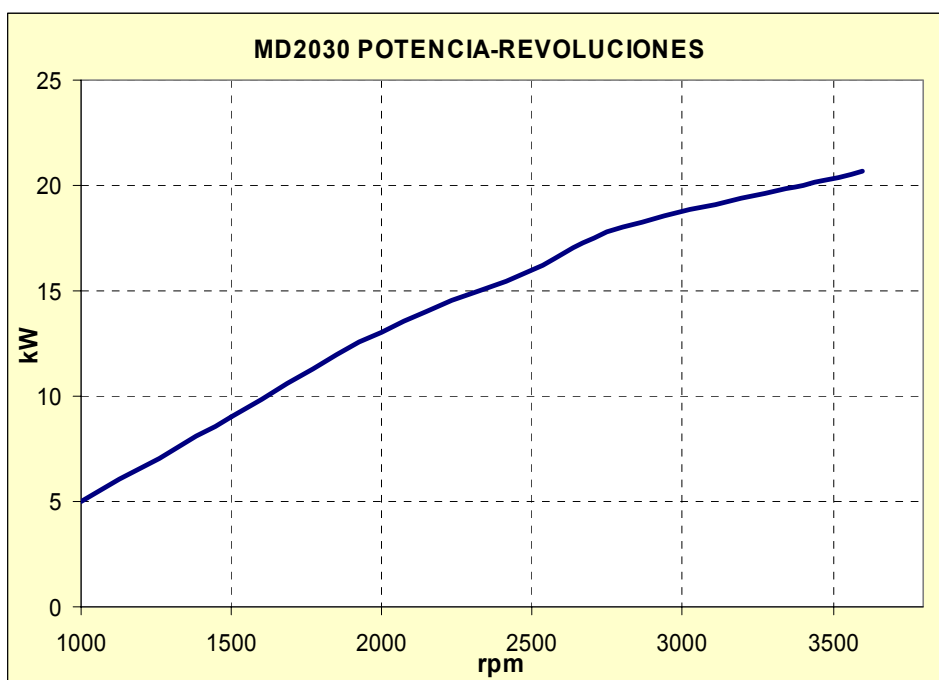


Figura VI

La curva de consumo suministrada por el fabricante es:

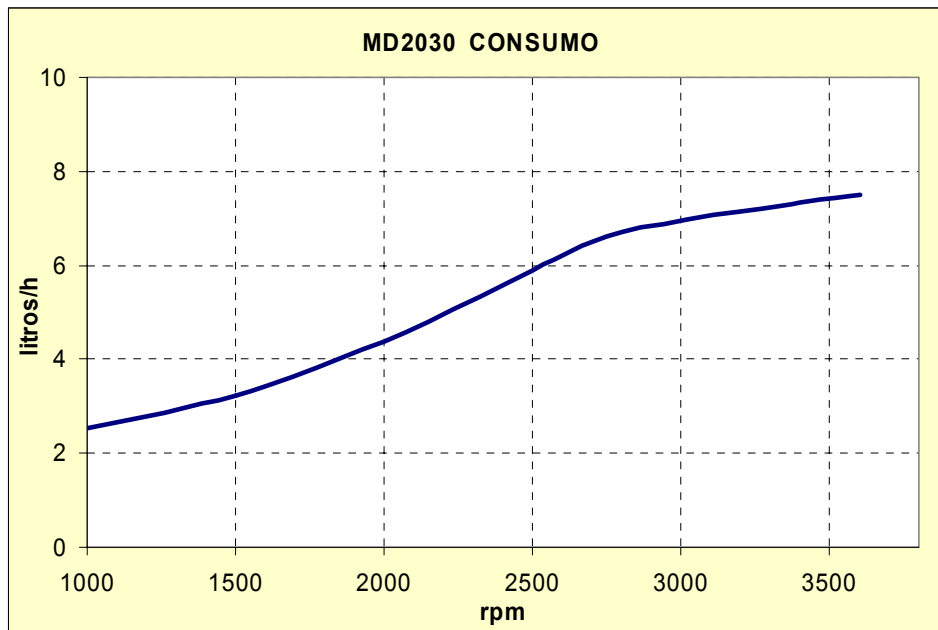


Figura VII

Otras características de este motor son:

Sistema de lubricación con filtro de paso total y sistema de ventilación del carter de tipo cerrado.

Bomba de inyección de combustible de tipo recta accionada por el árbol de levas de motor, con bomba de alimentación y cebador manual.

El colector de escape refrigerado por agua dulce y el codo por agua salada.

Sistema eléctrico de 12V. Alternador de 14V/60A. Regulador de carga. Motor de arranque de 12kW.

De las diversas opciones de transmisión de este motor adoptaremos un inversor con eje de salida recto tipo MS10L con un ratio de inversión 2.34:1.

Los sistemas de admisión, refrigeración y escape serán idénticos a los instalados para el motor principal. Teniendo que ser independientes estos sistemas para cada motor.

3. Disposición de la cámara de máquinas.

La cámara de máquinas como espacio separado, no existe en sí. Los equipos se encuentran repartidos por el barco de forma que sean fácilmente accesibles y permitan una cierta libertad de movimientos.

La ubicación del motor se basa en la regla 5.3 del reglamento VO60. En este punto se indica que la distancia entre el centro del motor principal y la perpendicular de proa será mayor de 12.5m y menor de 13.7m. En nuestro caso hemos intentado que la ubicación del motor sea lo más cercana posible al centro de gravedad del buque y también que la cola de la hélice quede lo más pegada a la quilla que sea posible, para que la turbulencia que llega a la hélice sea lo menor posible. De esta forma, el centro de nuestro motor ha quedado a 12.5 m de la perpendicular de proa. El motor principal ha de estar dentro de una caja estanca hasta 150 mm por encima de la línea de flotación.

La ubicación del motor auxiliar ha venido marcada por la futura ubicación de la bomba de lastre. Se ha considerado que la mejor ubicación de la bomba sería entre los longitudinales de fondo. En crujía. De esta forma, la forma más cómoda de mover dicha bomba sería directamente a la salida del reductor del motor auxiliar. Por tanto la ubicación de este motor ha sido a popa de las varengas de la quilla, para así poder mantener su centro de gravedad lo más bajo posible.

El resto de equipos se ha repartido pensando en una distribución simple y cómoda. Su descripción quedará detallada en el cuaderno 10.

4. Cálculo de la autonomía.

En la regla VO60 se pide que se tengan los siguientes tanques instalados.

Un tanque separado para emergencias de no menos de 120 litros de capacidad. Con capacidad para ser aislado del sistema principal de combustible. Este tanque es el que se reserva para emergencias, cuando hay que usar el motor principal. Por tanto este tanque será el que nos de la autonomía del barco. Instalaremos un tanque de exactamente 120 litros, para reducir peso.

Con ese volumen de nuestro tanque de D.O de emergencia y el consumo calculado en la tabla de consumo del motor al 90% MCR podríamos hacer 10.9 horas que a la velocidad calculada en el cuaderno 5 para el 90% MCR (8.7 nudos) darían una distancia navegada de **95 millas**.

La normativa en cuanto a tanques de D.O. para el consumo del motor auxiliar es:

Uno o varios tanques con una capacidad total de 230 litros. En nuestro caso se han instalado dos tanques de 115 litros cada uno.

Un tanque de servicio diario para el motor auxiliar de no menos de 10 litro. Hemos instalado un tanque por encima del motor auxiliar, cerca de su caja de 10 litros para que pueda ser alimentado por gravedad en caso de emergencia.

El uso de este D.O. no esta restringido, siendo su uso necesario para generar electricidad en la carga de baterías y para mover la bomba de lastre.

Una vez fijemos nuestros consumos eléctricos en el cuaderno 11, podremos calcular la autonomía dada por nuestros tanques de D.O.

1. Criterios de cálculo.	2
1.1. Peso y centro de gravedad del casco y cubierta.	3
1.2. Peso y centro de gravedad de la estructura y resto de elementos laminados al casco.	3
1.3. Peso y centro de gravedad de apéndices.	3
1.4. Peso y centro de gravedad de la arboladura.	3
1.5. Peso y centro de gravedad de la maquinaria.	3
1.6. Peso y centro de gravedad de los equipos y la habilitación.	4
1.7. Peso y centro de gravedad de los elementos de cubierta.	4
2. Peso en rosca y centro de gravedad.	4
2.1. Relación de pesos y centros de gravedad.	5
3. Comparación de los resultados con estimaciones anteriores.	7

1. Criterios de cálculo.

Una vez realizado el modelo del barco en tres dimensiones, con sus equipos correspondientes, se procedió a calcular los centros de todos los elementos respecto a unos ejes centrados en la intersección de la perpendicular de proa con la línea de flotación. Se ha mantenido la orientación positiva en el eje x para las medidas a proa de la perpendicular de proa.

El cálculo de los pesos y centros de gravedad de casco y cubierta y mástil se realizó en el cuadernillo 6 correspondiente al escantillonado. Para calcular los pesos y centros de gravedad de la estructura, mamparos y demás elementos laminados, se procedió de forma análoga a como se hizo para el casco. Con los datos de escantillonado de dichos elementos, tomados del cuadernillo 6, se procedió a calcular su peso en función del laminado decidido.

En el caso de mamparos estancos y los tanques de lastre líquido, se decidió usar un esquema de laminado idéntico al de los fondos del casco en proa.

Para los mamparos no estancos y demás planchas, se usó un esquema de laminado similar al de cubierta, que también usaba núcleo de 30mm.

Para los elementos de refuerzo, se calculó el área laminada de la sección tipo de cada elemento, Se tomo una densidad media de 1700 Kg/m^3 para el laminado Kevlar-Vidrio con resina epoxi. Con esta densidad y sección se calculó el peso de los distintos refuerzos y su centro de gravedad.

Para los demás elementos, se usaron unas densidades de:

Acero AISI316 (quilla):	7900	kg/m^3
Aleación Pomo-Antimonio (bulbo):	11300	kg/m^3

A continuación presentaremos los pesos y centros de gravedad de los seis grupos en que se ha dividido el barco y sus componentes. Como se ha comentado el origen para los valores en el eje X estará en la perpendicular de proa, con valores negativos hacia popa. El origen de coordenadas del eje Y estará en crujía con valores positivos hacia babor. El origen de coordenadas para el eje Z estará en el plano de la flotación, con valores positivos por encima de esta.

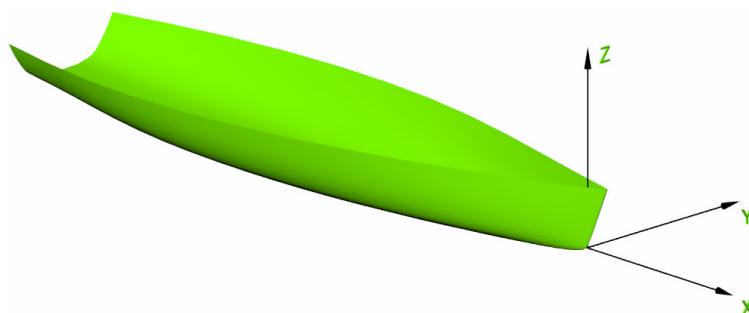


Figura I
Página 2 de 7

1.1. Peso y centro de gravedad del casco y cubierta.

El centro de gravedad de este conjunto se sitúa en:

X	Y	Z
-9.90	0.00	0.64

Peso: **1516 Kg**

1.2. Peso y centro de gravedad de la estructura y resto de elementos laminados al casco.

El centro de gravedad de los restantes elementos laminados, excluyendo al mástil y el timón es:

X	Y	Z
-9.61	0.00	0.65

Peso: **1039 Kg**

1.3. Peso y centro de gravedad de apéndices.

El peso y centro de gravedad de la quilla, bulbo y timón es:

X	Y	Z
-8.62	0.00	-3.25

Peso: **8187 Kg**

1.4. Peso y centro de gravedad de la arboladura.

El peso y centro de gravedad del mástil, botabara, tangones y jarcia firme es:

X	Y	Z
-7.64	0.00	9.39

Peso: **685 Kg**

1.5. Peso y centro de gravedad de la maquinaria.

Se incluye como maquinaria, los dos motores y la bomba de lastre.

X	Y	Z
-10.86	-0.03	-0.09

Peso: **615 Kg**

1.6. Peso y centro de gravedad de los equipos y la habilitación.

El peso de los equipos no relacionados con la maniobra y los elementos de la habilitación es:

X	Y	Z
-9.37	0.00	0.13

Peso: **911 Kg**

1.7. Peso y centro de gravedad de los elementos de cubierta.

El peso y centro de gravedad de los elementos de maniobra y seguridad en cubierta es:

X	Y	Z
-14.31	0.00	1.42

Peso: **547 Kg**

2. Peso en rosca y centro de gravedad.

Con la distribución anterior de pesos, obtenemos el peso en rosca del barco así como su centro de gravedad.

	X	Y	Z
	-9.17	0.00	-1.31
Peso:	13500	Kg	

2.1. Relación de pesos y centros de gravedad.

	Peso (kg)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
Casco y cubierta				
casco_proa	350	-6.16	0.00	-0.21
casco_popa	199	-13.33	0.00	-0.22
casco_costados	464	-10.03	0.00	0.73
cubierta	503	-11.03	0.00	1.49
Estructura y resto de laminados				
tanques lastre	204	-12.37	0.00	0.90
refuerzos_estructura	220	-7.14	0.00	0.12
mamparos y áreas no estancas	280	-11.77	0.00	0.69
mamparo mástil	85	-8.00	0.00	0.98
mamparos estancos	210	-7.40	0.00	0.76
muebles	40	-9.00	0.00	0.65
Apéndices				
quilla	1020	-8.44	0.00	-1.61
Bulbo	7122	-8.59	0.00	-3.50
Timón	45	-18.00	0.00	-0.50
Arboladura				
mástil, y jarcia	565	-8.20	0.00	11.00
botabara y tangones	120	-5.00	0.00	1.80
Maquinaria				
Motor principal con Sdrive y helice	253	-12.50	0.00	0.00
Motor auxiliar	142	-9.10	0.00	-0.10
bomba lastre	220	-10.10	-0.07	-0.18

	Peso (kg)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
Equipos y habilitación				
baterías	300	-9.10	0.00	-0.25
anclas	54	-6.20	1.00	-0.25
cadena	60	-6.20	-1.00	-0.25
baño	5	-7.48	1.16	0.00
cocina	2	-9.14	0.00	0.92
calefactores	10	-9.31	0.00	-0.18
equipo electrónico	85	-10.00	0.00	0.60
desaladora	35	-8.40	-0.12	0.04
literas	35	-11.80	0.00	0.60
tanques fuel	66	-13.26	0.00	-0.13
caja válvulas	50	-10.61	0.00	-0.22
mangueras lastre	45	-11.80	0.00	0.25
inmarsat B	68	-6.50	0.00	0.50
inmarsat mini M	8	-18.00	0.00	2.50
Inmarsat C	5	-18.00	0.00	2.20
cámaras fijas	22	-10.00	0.00	2.10
edición de vídeo	17	-15.00	0.00	0.80
ordenador de datos	2	-15.00	0.00	0.60
recogida de datos	12	-9.00	0.00	0.40
Argus	2	-14.00	0.00	0.60
Epirb	2	-18.00	0.00	2.00
equipo médico	50	-6.20	0.00	0.50
Elementos de cubierta				
winche de mayor	24	-15.60	0.00	1.46
winche de burdas x2	36	-15.36	0.00	1.47
winche varios	50	-12.95	0.00	1.71
winche de génova x2	48	-13.94	0.00	1.62
acastillaje de cubierta	150	-11.00	0.00	1.80
candeleros	32	-9.30	0.00	1.69
soporte de antenas de popa	17	-18.40	0.00	1.90
balsas salvavidas	190	-17.50	0.00	0.90
TOTAL	13500	-8.97	0.00	-1.47

3. Comparación de los resultados con estimaciones anteriores.

En la primera estimación de pesos que se realizó en el cuaderno 2, se obtenía el siguiente peso y centros de gravedad.

Peso (kg)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
15936	-9.32	0	-1.1

Para poder compara nuestra actual distribución de pesos, hemos de añadir el peso de la tripulación, ya que la estimación del cuadernillo 2 se hizo para la condición de medición indicada en la regla de la VO60, en dicha regla se pide analizar la estabilidad del barco para su peso en rosca más el peso estimado de una tripulación, con el peso y centro de gravedad dado por la norma. Dicho peso y centro de gravedad ha de ser añadido a nuestra tabla de pesos anteriores.

	Peso (kg)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
peso tripulación (estipulado)	2500	-11.81	0.00	0.40

Si añadimos este peso a nuestros cálculos obtendremos los siguientes resultados:

	Peso (kg)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
TOTAL	16000	-9.41	0.00	-1.18

Vemos que el centro de gravedad queda algo más retrasado que las estimaciones iniciales y algo más profundo. Si se comparan las tablas de pesos veremos que el peso del bulbo se ha aumentado para conseguir los 13500 Kg en rosca. Esto junto al hecho de sobreestimar inicialmente los pesos de la estructura y el casco, han conseguido que podamos bajar 8 cm el centro de gravedad.

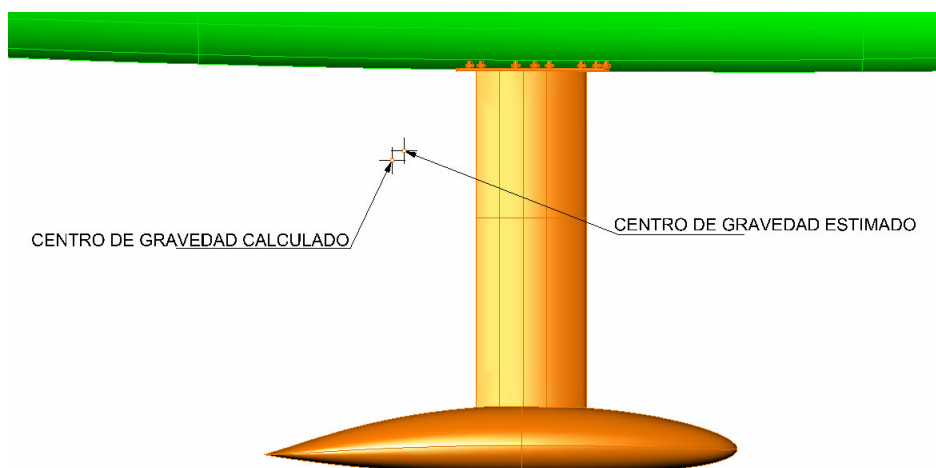


Figura II

1. Situaciones de carga elegidas.....	2
2. Criterios aplicables.	2
3. Estabilidades en las distintas condiciones.	3
3.1. Condición barco listo para regata sin lastre en los tanques. (C1) ...	3
3.1.1. Condiciones específicas.....	3
3.1.2. Hidrostáticas.	4
3.1.3. Estabilidad estática.	5
3.1.4. Estabilidad dinámica.....	6
3.1.5. Resistencia longitudinal.....	7
3.2. Condición barco listo para regata con lastre líquido y velas en una banda. (C2)	9
3.2.1. Hidrostáticas.	9
3.2.2. Estabilidad estática.	10
3.2.3. Estabilidad dinámica.....	11
3.2.4. Resistencia longitudinal.....	12
3.3. Comparación de condiciones de carga.	14
4. Análisis en situación de avería.....	15

1. Situaciones de carga elegidas.

Al ser este un barco de regatas, se hace difícil el elegir las situaciones de carga que sean suficientemente alejadas para apreciar diferencias. Este barco está diseñado para ser tripulado por 12 personas, El tanque de agua es para emergencias y el agua para beber se va obteniendo a medida que se necesita en pequeñas cantidades. El tanque de fuel del motor principal suele permanecer intacto ya que su uso solo se permite en caso de emergencias.

Por tanto las diferencias de pesos entre situaciones extremas serán debidas a:

- Consumo de D.O. por el motor auxiliar.
- Consumo de víveres por parte de la tripulación.

Suponiendo la etapa más larga de aproximadamente 30 días de duración, con un consumo total del diesel para el generador auxiliar que son 230 l y un consumo de víveres de 1kg/(persona x día) obtendríamos una diferencia de pesos de 590 kg.

Se ha considerado que esta diferencia de pesos no hace necesario un análisis específico de las dos condiciones. Por tanto una de las condiciones a analizar será el barco listo para comenzar una regata de 30 días.

Otra condición a estudio será el barco en las mismas condiciones iniciales que el caso anterior y con 4 tanques de lastre de una banda llenos. Para hacer más realista esta condición, añadiremos el peso de las velas almacenadas aplicado en una de las bandas. Es la condición de navegación usada por estos barcos durante la navegación en ceñida.

2. Criterios aplicables.

Los únicos requerimientos que se piden en las reglas VO60 se refieren a la estabilidad mínima para unas condiciones determinadas de carga. Esta condición mínima de estabilidad se estudió en el cuaderno 2 para comprobar que el casco seleccionado como base cumpliría con los requisitos de la norma.

El otro requerimiento de la norma hace referencia a las características tras avería. En la norma se especifica que la línea de flotación no debe tocar una línea imaginaria 150 mm por debajo de la línea de cubierta en el caso de inundación de alguno de los compartimientos estancos. Este requerimiento se estudió en el cuaderno 6 al hacer la compartimentización del barco. Se comprobó que con cualquiera de los compartimientos

inundados, mantendría una flotación suficiente para mantener esa línea fuera del agua.

En este capítulo calcularemos las curvas de estabilidad estática y dinámica para ambas condiciones de carga con los centros de gravedad y pesos finales calculados en el cuaderno 7. También se realizarán estudios de resistencia longitudinal del barco.

3. Estabilidades en las distintas condiciones.

3.1. Condición barco listo para regata sin lastre en los tanques. (C1)

3.1.1. Condiciones específicas.

Respecto a los pesos calculados para el barco en rosca, hemos de añadir los siguientes pesos:

- Peso de la tripulación: Tomaremos la referencia dada en la norma como adecuada. Esta, marca un peso estimado para tripulación y pertrechos de **2500 kg**, con un **Cg : (-11.81,0,0.4)**. Esta estimación supone alrededor de 85 Kg de pertrechos y víveres por tripulante, suficiente para los 30 días de navegación supuestos.
- Peso de las velas: Suponemos un peso medio de 45 kg por vela. En cada etapa se pueden llevar como máximo 22 velas. Esto hace un peso de **990 kg**. El peso en esta condición se repartirá simétricamente respecto a crujía. Como las velas suelen ir almacenadas en las literas y en el suelo del compartimiento central, supondremos el siguiente centro de gravedad. **Cg: (-12,0.5,0)**.

Peso de líquidos:

- D.O: **315 kg cg: (-13.26,0,-0.13)**
- Agua de emergencia: **200 kg cg: (-16.20,0,-0.05)**

Con estos pesos añadidos a nuestra tabla de pesos en rosca, obtendremos un peso y centro de gravedad final de:

	Peso (kg)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
Condición C1	17505	-9.71	0.00	-1.05

3.1.2. Hidrostáticas.

A continuación se presentan las hidrostáticas para el caso señalado:

Desplazamiento kg	17505
Eslora en la flotación m	18.709
Manga en la flotación m	3.855
Calado medio m	0.538
Trimado (+ hunde la proa) m	-0.14
Área mojada m ²	66.048
Área flotación m ²	50.101
Coeficiente prismático	0.483
Coeficiente de bloque	0.062
Coeficiente en la maestra	0.144
Coeficiente en flotación	0.695
LCB desde Ppr m	-9.708
LCF desde Ppr m	-10.479
KB m	0.216
KG m	-0.594
BMt m	2.495
BML m	56.522
GMt m	3.305
GML m	57.332
KMt m	2.711
KML m	56.738
Inmersión (TPc) t/cm	0.514
MTc t.m	0.58
M.Adrizante a 1 grado kg.m	1009.59

Tabla I

3.1.3. Estabilidad estática.

Para esta condición calcularemos la estabilidad estática a grandes ángulos.

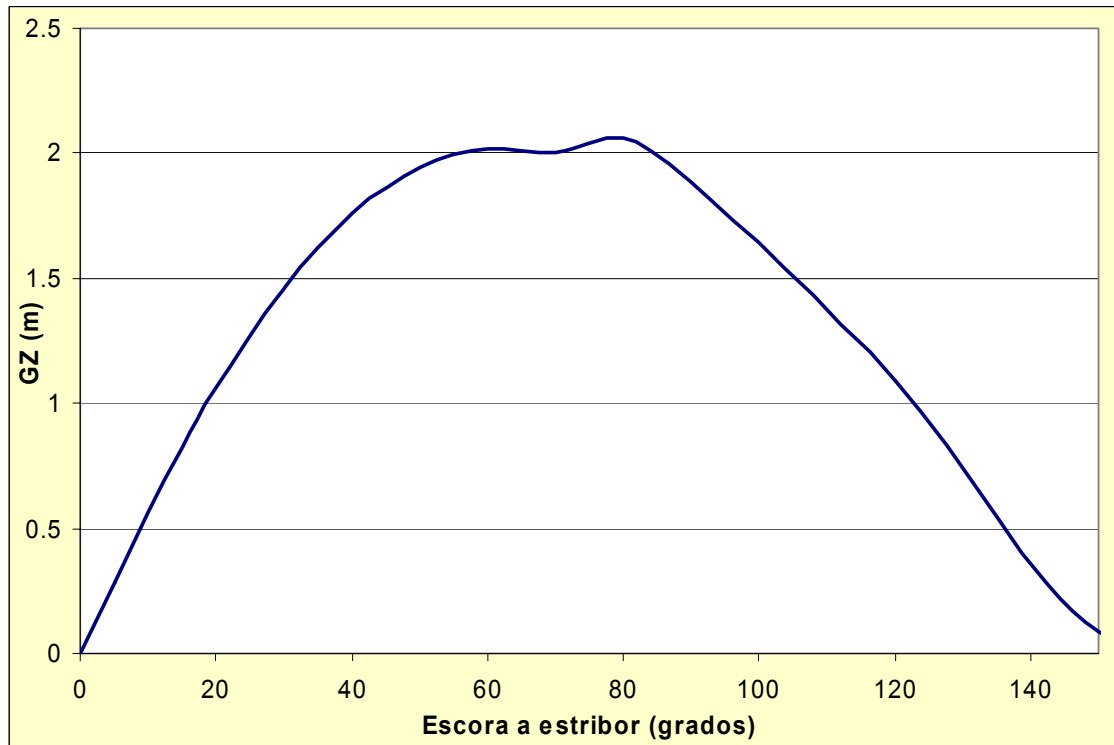


Figura I

3.1.4. Estabilidad dinámica.

En lo referente a estabilidad dinámica, estudiaremos la pérdida de estabilidad que se produce cuando el barco navega en un mar con oleaje. Esta pérdida puede ser drástica en el caso de olas de longitud de onda similar a la eslora en flotación del barco. Con este criterio, se estudiará la estabilidad cuando el barco está en posición de quebranto entre dos olas de longitud de onda 17.3 m y altura 1.3m la modelización de la ola será de forma sinusoidal.

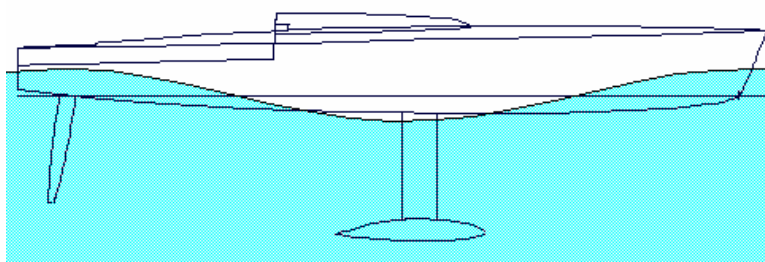


Figura II

En el siguiente gráfico está representada la estabilidad dinámica estudiada en este apartado junto con la estabilidad estática estudiada en el apartado anterior. En esta representación conjunta se puede apreciar mejor la pérdida de estabilidad producida cuando el barco navega en un mar que no está en calma.

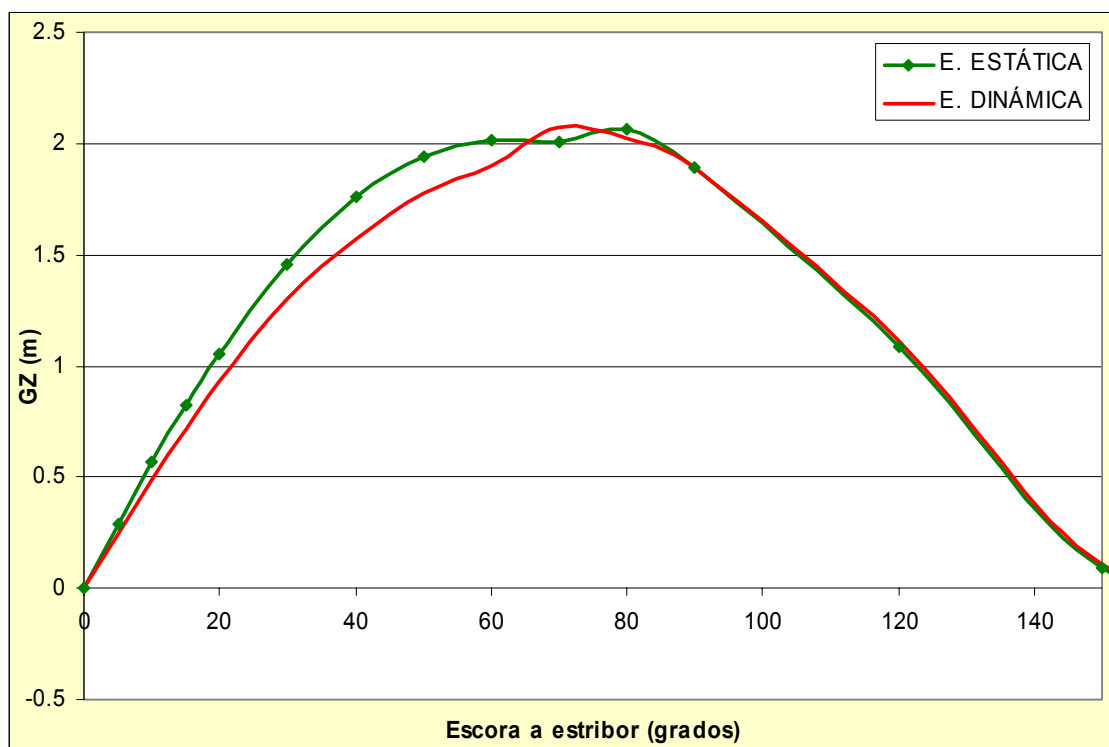


Figura III

3.1.5. Resistencia longitudinal.

En este apartado se realiza el efecto que los pesos de los equipos repartidos por el barco producen. El método de estudio es un método de rebanadas, en el, se divide el casco en "rebanadas" equiespaciadas y se calcula la flotabilidad de esa rebanada, el peso aplicado sobre la misma, el esfuerzo cortante provocado por la diferencia entre pesos y empujes, así como los momentos flectores provocados entre cada dos rebanadas. La herramienta informática usada ha sido Hidromáx.

La forma de darle los datos de entrada al programa ha sido calcula el centro de gravedad de los elementos laminados, (casco, cubierta, refuerzos..) así como su peso. Se ha repartido ese peso a lo largo de todo el casco. A continuación se ha introducido los pesos y centros de gravedad de los demás elementos del barco, entre ellos la quilla y el bulbo. En cada caso se ha repartido el peso a lo largo de una longitud estimada de apoyo.

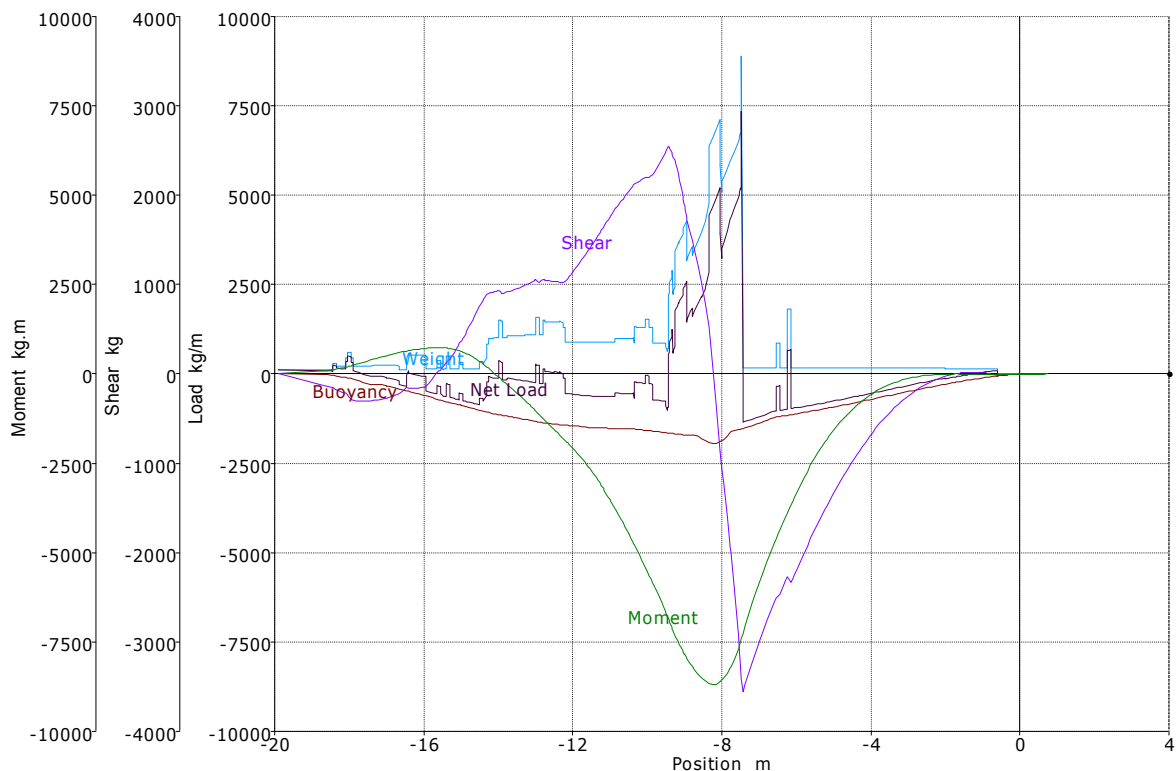


Figura IV

La siguiente tabla muestra los datos calculado en el análisis de resistencia longitudinal.

	POSICIÓN	FLOTABILIDAD	PESO	CARGA NETA	CORTANTE	MOMENTO
SECCIÓN	m	kg/m	kg/m	kg/m	kg	Kg·m
21	-18.145	91.96	230.10	138.14	-207.10	178.75
20	-17.281	289.28	231.83	-57.45	-291.03	430.77
19	-16.417	483.14	521.80	38.66	-154.78	643.50
18	-15.553	733.35	177.35	-556.00	44.90	737.70
17	-14.689	958.75	140.26	-818.49	599.97	483.81
16	-13.825	1171.11	1004.50	-166.61	907.43	-239.09
15	-12.961	1335.91	1587.23	251.32	1043.88	-1078.78
14	-12.097	1441.95	882.46	-559.50	1088.83	-1973.23
13	-11.233	1514.69	884.19	-630.50	1607.80	-3129.33
12	-10.369	1541.85	1007.55	-534.30	2111.96	-4740.15
11	-9.505	1644.07	752.29	-891.78	2489.29	-6679.88
10	-8.641	1745.72	3725.80	1980.08	1216.10	-8398.72
9	-7.777	1634.66	5962.93	4328.27	-1944.41	-8224.68
8	-6.913	1349.01	175.85	-1173.16	-2901.77	-5599.92
7	-6.049	1125.17	177.58	-947.59	-2239.53	-3432.84
6	-5.184	961.60	164.32	-797.29	-1479.19	-1832.40
5	-4.320	781.78	166.05	-615.74	-867.77	-826.04
4	-3.456	593.97	167.78	-426.19	-417.21	-279.16
3	-2.592	406.61	169.51	-237.10	-131.65	-50.35
2	-1.728	233.38	151.24	-82.14	1.10	0.17
1	-0.864	91.21	152.98	61.77	6.90	-9.02
0	0.000	1.26	0.00	-1.26	0.05	-2.51

Tabla II

3.2. Condición barco listo para regata con lastre líquido y velas en una banda. (C2)

Esta condición parte de la condición C1 como base, los cambios que se producen son, desplazamiento del centro de gravedad de las velas hacia estribor y llenado de los tanques de lastre de estribor. Con estos cambios, podemos calcular la estabilidad de nuestro barco en la condición de mayor lastre a una banda. Los cambios que hay que hacer se detallan en las siguientes líneas.

- Velas: **Peso 990 kg; $cg=(-12,-1.9,0.5)$**
- Tanques lastre estribor: **Peso 2500 kg; $cg=(-12.29,-2.3,0.92)$**

Con esta distribución de pesos obtenemos el siguiente peso y centro de gravedad de nuestro barco:

	Peso (kg)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
Condición C2	20005	-10.04	-0.41	-0.80

3.2.1. Hidrostáticas.

A continuación se presentan las hidrostáticas para el caso señalado:

Desplazamiento kg	20005
Eslora en la flotación m	18.713
Manga en la flotación m	3.952
Calado medio m	0.579
Trimado (+ hunde la proa) m	-0.212
Área mojada m ²	68.919
Área flotación m ²	52.199
Coeficiente prismático	0.517
Coeficiente de bloque	0.068
Coeficiente en la maestra	0.15
Coeficiente en flotación	0.706
LCB desde Ppr m	-10.03
LCF desde Ppr m	-10.626
KB m	0.265
KG m	-0.342
BMt m	2.408
BML m	52.604
GMt m	3.015
GML m	53.211
KMt m	2.673
KML m	52.869
Inmersión (TPc) t/cm	0.535
MTc t.m	0.618
RM a 1 grado kg.m	1056.44

Tabla III

3.2.2. Estabilidad estática.

Para esta condición calcularemos la estabilidad estática a grandes ángulos.



Figura V

3.2.3. Estabilidad dinámica.

Las condiciones de estudio de la estabilidad dinámica será idénticas a las de la condición anterior: se estudiará la estabilidad cuando el barco está en posición de quebranto entre dos olas de longitud de onda 17.3 m y altura 1.3m la modelización de la ola será de forma sinusoidal.

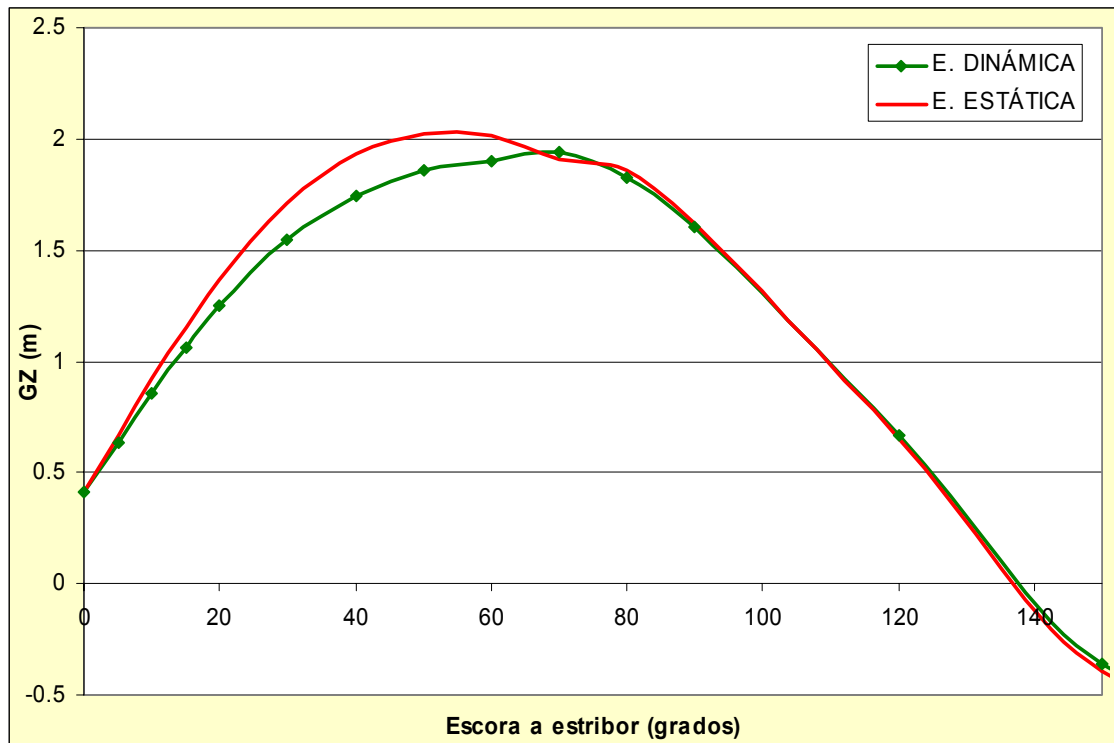


Figura VI

3.2.4. Resistencia longitudinal.

De nuevo repetiremos el estudio de resistencia longitudinal, con la precaución de incluir los pesos y centros de gravedad del agua de los tanques de lastre de estribor así como cambiar el centro de gravedad de las velas almacenadas dentro del barco.

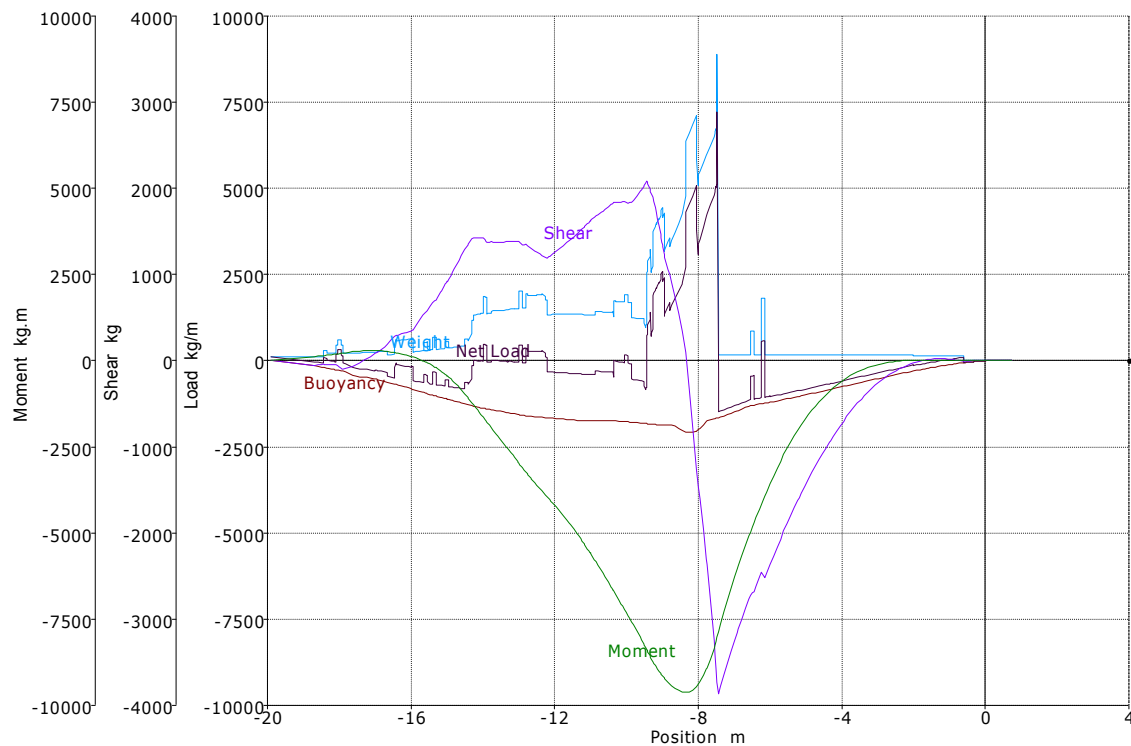


Figura VII

La siguiente tabla muestra los datos calculado en el análisis de resistencia longitudinal.

	POSICIÓN	FLOTABILIDAD	PESO	CARGA NETA	CORTANTE	MOMENTO
SECCIÓN	m	kg/m	kg/m	kg/m	kg	kg·m
21	-18.145	252.93	230.10	-22.83	-48.89	184.81
20	-17.281	474.23	231.83	-242.40	13.65	291.61
19	-16.417	689.43	585.52	-103.90	291.31	227.03
18	-15.553	958.47	340.93	-617.54	578.75	-59.82
17	-14.689	1193.11	405.03	-788.09	1144.83	-740.95
16	-13.825	1409.00	1368.42	-40.58	1377.79	-1867.10
15	-12.961	1570.20	2019.05	448.85	1371.25	-3017.30
14	-12.097	1666.21	1338.32	-327.89	1224.01	-4077.84
13	-11.233	1725.97	1339.70	-386.26	1530.92	-5227.41
12	-10.369	1736.22	1423.44	-312.77	1830.26	-6652.17
11	-9.505	1819.03	1093.80	-725.23	2033.11	-8242.69
10	-8.641	1900.06	3725.80	1825.74	739.26	-9506.06
9	-7.777	1767.46	5962.93	4195.47	-2300.60	-8952.50
8	-6.913	1459.77	175.85	-1283.92	-3156.28	-6047.25
7	-6.049	1214.26	177.58	-1036.67	-2411.25	-3682.29
6	-5.184	1030.16	164.32	-865.85	-1586.34	-1950.49
5	-4.320	831.75	166.05	-665.70	-927.28	-864.07
4	-3.456	627.82	167.78	-460.04	-444.09	-274.60
3	-2.592	427.14	169.51	-257.63	-138.65	-28.64
2	-1.728	243.66	151.24	-92.42	3.77	23.51
1	-0.864	94.67	152.98	58.31	11.85	8.06
0	0.000	1.37	0.00	-1.37	2.93	5.50

Tabla IV

3.3. Comparación de condiciones de carga.

Para visualizar mejor las diferencias en cuanto a estabilidad estática de ambas condiciones, se presentarán en un mismo gráfico las estabilidades estáticas del barco con los las velas en crujía y sin agua de lastre frente a la estabilidad estática del mismo barco con las velas a una banda y los tanque de lastre de esa banda llenos.

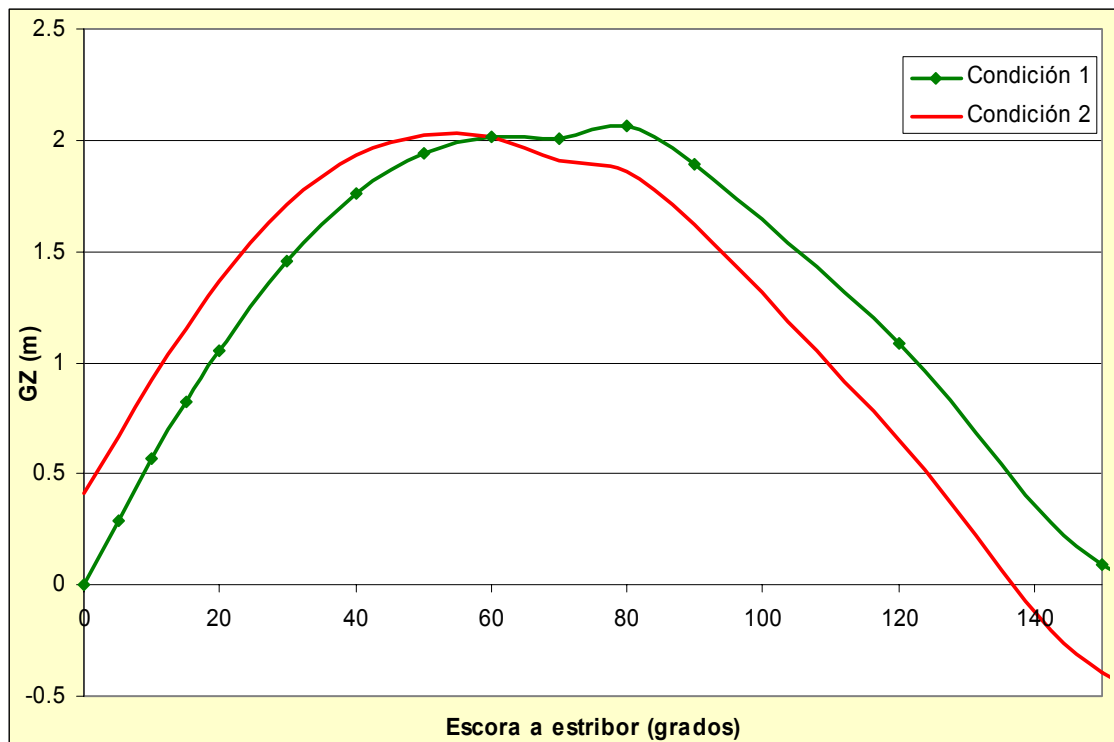


Figura VIII

Vemos que la estabilidad estática del barco usando lastre líquido es mucho mejor hasta los 45°. A partir de ese punto la situación se invierte, pero hemos de entender que nuestro barco jamás navegará a propósito con ese ángulo de escora. Aún en el peor de los casos seguimos manteniendo un amplio margen de estabilidad positiva, en torno a los 135°.

4. Análisis en situación de avería.

En la normativa que rige el diseño de estos veleros, se pide una compartimentización del casco en cinco espacios estancos. Dicha compartimentización quedó definida en el cuaderno de resistencia estructural. Las cualidades de dicha compartimentización han de ser el mantener el barco a flote con cualquiera de los compartimientos inundados, manteniendo una línea imaginaria a 150mm por debajo de la línea de cubierta fuera del agua.

En el cuaderno 6 se estudiaron los diferentes casos de inundación. Viendo que todos ellos cumplían con la normativa. En este apartado se comprobará que para la distribución definitiva de pesos, se sigue cumpliendo la normativa.

La peor situación de avería será con el compartimiento central inundado. Para calcular la posición de equilibrio del barco con ese compartimiento libremente comunicado, usaremos la herramienta informática Hidromax.

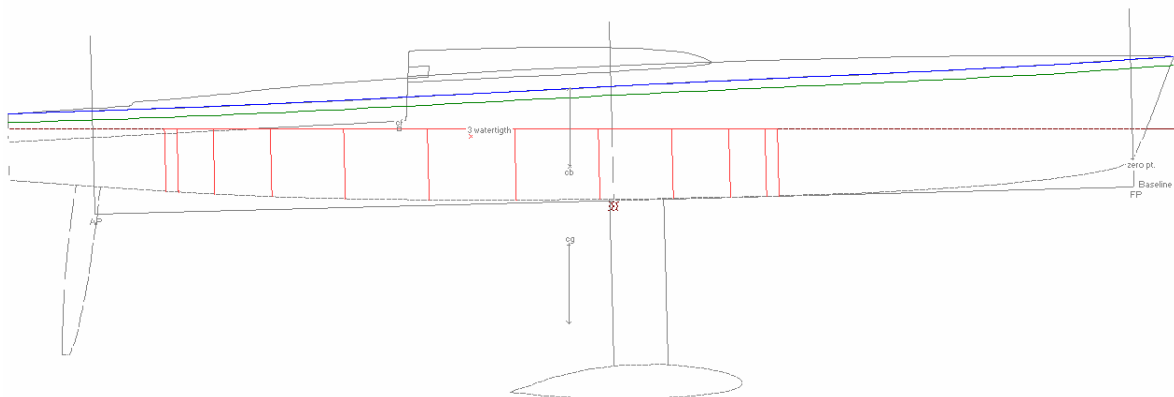


Figura IX

En la figura anterior vemos como la línea a 150mm de la línea de cubierta, queda por encima del plano de la flotación. Se cumple el reglamento de la clase VO60 referente a compartimentización estanca.

Para estudiar este caso la reglamentación pedía el barco en rosca más un peso estipulado, equivalente a la tripulación. No se han incluido como pesos en este caso, ni el agua de lastre ni las velas ni líquidos en tanques. Los datos hidrostáticos del barco tras la inundación son los siguientes.

Desplazamiento kg	16000
Eslora en la flotación m	18.948
Manga en la flotación m	4.825
Calado medio m	1.189
Trimado (+ hunde la proa) m	-0.455
Área mojada m ²	111.282
Área flotación m ²	30.43
Coeficiente prismático	0.181
Coeficiente de bloque	0.024
Coeficiente en la maestra	0.802
Coeficiente en flotación	0.21
LCB desde Ppr m	-9.371
LCF desde Ppr m	-12.2
KB m	0.585
KG m	-0.721
BMt m	1.667
BML m	86.497
GMt m	2.974
GML m	87.803
KMt m	2.252
KML m	87.082
Inmersión (TPc) t/cm	0.312
MTc t.m	0.812
RM a 1 grado kg.m	830.111

Tabla V

1. EQUIPOS EXIGIDOS POR LA REGLA VO60.....	2
1.1. Ancla, cadena y estachas.....	2
1.2. Radar.	2
1.3. Potabilizadora.	2
1.4. Calefacción.....	3
1.5. Bombas de achique y de lastre.	3
1.6. Instalación sanitaria.....	4
1.7. Cocina.	4
1.8. Equipo de comunicaciones.	4
1.9. Equipo multimedia.....	6
1.10. Equipo de emergencia.	7
2. Equipos no exigidos por la regla VO60	8
3. EQUIPOS DE CUBIERTA.....	9
3.1. Maniobra de la mayor.	10
3.1.1. Escota.....	10
3.1.2. Driza.....	11
3.1.3. Cunningham.	12
3.1.4. Pajarín.	12
3.1.5. Trapa de la botavara.	12
3.2. Maniobra del foque y génova.....	13
3.2.1. Escota.....	13
3.2.2. Driza.....	15
3.3. Maniobra de Spinaker.	15
3.3.1. Tangón.....	15
3.3.2. Driza.....	16
3.3.3. Escota.....	16
3.4. Piano.	17
3.5. Burdas.....	18

1. EQUIPOS EXIGIDOS POR LA REGLA VO60.

1.1. Ancla, cadena y estachas.

En la regla se especifica la necesidad de tener dos anclas con un peso combinado de no menos de 54 kg. También incluirá 60 kg de cadena galvanizada de 13mm y 80m de estacha de nylon.

Escogemos dos anclas tipo Britany del catálogo de Plastimo, una de 35 kg y otra de 20 kg. Una cadena de 13 mm de diámetro pesa 3.17 kg/m por tanto con esos 60 kg obtenemos 19 metros de cadena.

1.2. Radar.

Se exige la instalación de un radar de al menos 4 kW cuya antena esté situada a más de 4 m de la cubierta.

Para este punto se ha instalado un radar modelo M1833C marca Furuno, es un radar de 4 kW con una unidad ploter TFT 10.4, con la posibilidad de conectar un interface a un monitor estándar, como puede ser una de las pantallas de los ordenadores de a bordo. La antena mide 640 mm de diámetro y pesa 8 kg. La unidad display pesa 4 kg.

1.3. Potabilizadora.

Se instalará equipo para destilación o desalinización de agua de mar. Se llevaran a bordo al menos 2 desaladoras de mano, una de las cuales deberá ser capaz de producir 100 l/día. La segunda unidad será capaz de producir 25 l/día.

Para cumplir esta regla se han elegido unidades comerciales. Para la unidades de mano se ha elegido los modelos PURsurvivor 35 que es capaz de producir 108 litros por día, su peso es de 3.17 kg. La otra unidad de mano será la PUR 06 capaz de producir 30 litros por día con un peso de 1.5 kg.

La norma no especifica más sobre desaladoras. Es intuitivo pensar en la instalación de una unidad motorizada para la producción continua de agua. Tenemos dos posibilidades, seleccionar un modelo con motor eléctrico o uno directamente movido por el motor principal. Primeramente se seleccionó un modelo eléctrico de poca producción, con la idea de mantenerlo en funcionamiento constantemente alimentado por las baterías. Posteriormente al realizar el balance eléctrico se vio que para la recarga de las baterías se necesitaría alrededor de dos horas y media. Esto hizo que cambiara nuestra decisión y se decidió proponer una unidad motorizada, que aprovechando

ese espacio mínimo de dos horas y media al día, consiguiese dar una producción aceptable. En el catálogo de la casa Yatchman encontramos el modelo YM-450 ED que tiene una producción de 85l/h y un peso de 35 kg. Con este modelo cubriríamos ampliamente las necesidades de agua a bordo.

Este equipo ha sido instalado dentro de los muebles que componen la caja del motor auxiliar, debajo del lavadero y cerca del depósito de agua donde se almacena la producción.

1.4. Calefacción.

La regla impone la instalación de equipo/s calefactores o intercambiadores con una generación mínima de 6kW. Para realizar este servicio se ha pensado en utilizar el agua dulce de refrigeración del motor auxiliar.

En el cuaderno 11 se verá que el motor auxiliar se usará un mínimo de 2 ½ horas diarias para la carga de baterías así como para compensar las necesidades de potencia del sistema de comunicaciones inmarsat B. La casa Volvo ofrece unos dispositivos intercambiadores que aprovechan la temperatura del agua dulce de refrigeración del motor principal para calentar aire y de esta forma actúan como calefactores. Los modelos de que dispone la casa Volvo son de 5 y 10 kW. Instalaremos el modelo de QL10 de 10 kW.

1.5. Bombas de achique y de lastre.

Se pide la instalación de dos bombas de mano para achique. Una instalada debajo y otra sobre cubierta. Se conectarán a un sistema de tuberías de descarga fijo con capacidad para drenar el flujo de ambas bombas funcionando simultáneamente.

Se decide usar dos bombas de membrana manuales de 0.5 l/ciclo de la casa Plastimo modelo 12760 .El peso de cada bomba es de 0.5 kg y el diámetro de las mangueras de 25mm. Por tanto usaremos manguera de 50 mm para acomodar el caudal de ambas bombas.

Para la bomba de lastre no hay exigencia alguna, pero intentaremos minimizar el tiempo de llenado de los tanques de lastre. La altura de elevación será pequeña, apenas 1.5 m entre el nivel del mar y la altura de los tanque de lastre. El tiempo de llenado ha de ser corto, se sabe que llegan a realizar un llenado de tanques en 30 segundos. Estos nos da un flujo necesario de 300 m³/h. Con estas característica y sabiendo que las revoluciones a la salida de nuestro reductor en el motor auxiliar serán de como máximo 25.5 rps se ha elegido una bomba comercial que cumpla con esos requisitos.

La bomba NUBFL800N250 de la casa EDUR tiene las siguientes características:

Velocidad de rotación 24 rps
Altura manométrica para flujo de 83 l/s: 13.5 m
NPSH en el punto de 83 l/s: 5.27 m
Potencia necesaria para 80 l/s: 15 kW
Rendimiento para 80 l/s: 77%

Esta bomba tiene un diámetro en la boca de succión de 150 mm y un diámetro en la boca de descarga de 125 mm. Desde la caja de válvulas hasta cada tanque de lastre mandaremos el agua a través de una conducción de 70 mm de diámetro que no disminuye la sección de descarga.

La conexión al motor será a través de una junta universal acoplada a la reductora del motor, que dispone de embrague mecánico.

1.6. Instalación sanitaria

Solo se pide la instalación de un sanitario. Sin especificar tipo. Para ahorrar peso instalaremos uno manual. Con descarga al exterior sin tanque de almacenamiento. El sistema de evacuación será una bomba manual de simple efecto para el llenado se usa otra bomba manual. El peso de ambas bombas un WC laminado en Kevlar y las tuberías de conexión no será mayor de 5 kg.

1.7. Cocina.

Equiparemos al barco con una cocina de gas. El gas es proporcionado por pequeñas botellas que cuelgan de la cocina. Esta cocina será oscilante, colgada de una estructura de tubos de aluminio para adaptarse a los movimientos de escora del barco. Su peso no excede los 2 kg.

1.8. Equipo de comunicaciones.

El reglamento obliga a instalar los siguientes equipos.

- Terminal Inmarsat B para comunicación de datos y voz. El equipo aéreo ha de montarse a menos de 6.5 metros de la estación FFS, su base a no menos de 0.23 m por encima de la flotación y a una distancia de la cubierta menor de 1.4 m. Se ha de instalar un material absorbente de microondas detrás de la unidad aérea y delante del mástil. También se instalará un interruptor para poder desconectarlo desde el puesto de timonel en caso de que un miembro de la tripulación tenga que ir a la zona de proa.

Se instalará un equipo comercial de la casa NERA, el modelo Saturn BM. Este equipo incluye antena, terminales girocompás y unidad de movimiento de la antena. La zona de seguridad comienza tres metros por delante de la antena. Requiere 24 V DC y consume 200 W en recepción y 300 W en emisión. El girocompás requiere 12 V DC.

- Inmarsat Mini M. Para comunicaciones de voz y datos. La antena se montará en la estructura de popa.

De nuevo recurrimos a la casa NERA con su modelo Saturn Mm que incluye todo lo requerido por la regla. Requiere 13-30 V DC y consume 15W en espera y 50W en transmisión. La distancia de seguridad es de 1 metro y las personas no deben exponerse durante las transmisiones más de una hora al día.

- Inmarsat C. Este barco debe instalar dos terminales Inmarsat C. Uno para posicionamiento y recepción de notificaciones y uno para mensajería. La antena para posicionamiento y notificaciones estará en la estructura de popa y el terminal conectado al ordenador de datos. La otra antena se montará a no menos de 0.8 m por debajo de la cubierta. El terminal estará conectado al ordenador principal del barco y será la fuente fundamental de comunicación por texto entre el barco y el comité organizador. Esta unidad deberá ir conectada a un sistema de alimentación ininterrumpida que permita su funcionamiento durante al menos 1 hora durante un fallo de suministro.

La casa Trimble tiene en el mercado un modelo que cumple ambos estándares, su modelo TNL-7002 puede mandar la posición junto con el mensaje enviado, a la vez que puede ser programado para enviar mensajes con la posición cada cierto tiempo. Por tanto las dos necesidades se cubren con este modelo.

- Un transmisor de radio GMDSS cubriendo la banda de 1.6 a 27.5 MHz para transmisión y de 500KHz a 29.999 MHz en la banda de recepción. Con un mínimo de 150 W de potencia y llamada selectiva digital.

Estas características la cubre el modelo IC-M710 del fabricante ICOM. Su peso es de 8kg

- Un transmisor receptor marino GMDSS con un mínimo de 25 W de potencia, con llamada selectiva digital que cubra todos los canales marítimos internacionales.

Una unidad que cumple estos requisitos junto con un pequeño volumen y bajo peso es la Ray230E fabricada por Raymarine.

- Un transmisor receptor marino VHF portátil con un mínimo de 5 W de potencia que cubra todos los canales marítimos internacionales. Este receptor y tres baterías se guardarán preparados para su uso en un contenedor estanco.

Para este requerimiento seleccionamos la radio sumergible de la casa ICOM modelo ICO-ICM1V. De 5 W de potencia con solo 280 g de peso.

- Tres balizas indicadoras de posición de emergencia via radio (EPIRB). Una de ellas dispuesta para una activación automática. Las otras dos irán almacenadas en las balsas salvavidas.

Usaremos las balizas de la casa Tron, modelo 45 S, especialmente diseñadas para barcos a vela, por su bajo peso y pequeño volumen, estas unidades pesan cada una 0.7 kg.

- Un emisor de mano de frecuencia 121.5 MHz AM VHF para comunicación barco/avión.

Se usará un radiotransmisor de la casa Mycom VXA-210 especialmente diseñado para el entorno marino.

- Tres transpondedores de búsqueda y rescate (SARTs). Uno almacenado a bordo y dos en las balsas salvavidas.

El casa Tron fabrica un transpondedor de este tipo, el modelo Tron-SART.

- Un dispositivo de posicionamiento vía satélite tipo Argos, con una batería en exceso de 30 días.

1.9. Equipo multimedia.

- Sistema de vídeo fijo. Habrá un sistema de cámaras fijas que grabarán imágenes directamente al ordenador dedicado a este fin. Se situarán dos cámaras, una en el mástil enfocando a la bañera y otra en la estructura de popa enfocando hacia proa. El sistema se completará con un micrófono instalado dentro de la cabina.
- Edición de vídeo compresión y transmisión. Consistirá en un ordenador. Con conexión "Firewire" y grabador de CD o DVD. Para conectar este ordenador al de almacenamiento, existirá un "hub" de

100Mbps que permitirá la conexión de todos los elementos de comunicación del barco.

El consumo total se estima en menos de 60W en uso.

- Ordenador de datos. Se tratan de un pequeño ordenador de datos con software Linux que recibe datos desde los distintos sensores instalados en el barco y desde el sistema de instrumentos del barco.
- Sensor de temperatura y espectrómetro. El sistema de medición de temperatura consiste en cuatro termistores dentro de un cable en forma de cinta. Se instalará en el bode de ataque de la quilla desde su posición más baja. El sistema de espectrómetros consiste en tres sensores, uno midiendo la luz ambiente y dos midiendo la luz reflejada por la superficie del mar.
- Sensor de altura de olas. Consiste en un acelerómetro montado en crujía lo más cerca posible del centro de gravedad del barco. Se conectará vía interface RS232 al ordenador de datos del barco.

1.10. Equipo de emergencia.

- 3 extintores de polvo de al menos 2 kg cada uno.
- 2 balsas salvavidas para 12 personas cada una.
- Señales pirotécnicas conforme a SOLAS capítulo VII. 12 cohetes con rojos, 6 cohetes blancos, 4 bengalas rojas, 4 bengalas blancas y 2 botes de humo
- 24 chalecos que cumplan el estándar EN 396.
- 50 m de cabo flotante.
- Aletas y chaleco de buceo semiautomático.

2. Equipos no exigidos por la regla VO60

La regla no exige ningún tipo de instrumentación especial de ayuda a la navegación. En el caso de veleros de regatas se impone la necesidad de disponer de información de Velocidad del barco, profundidad, ángulo de viento aparente, velocidad de viento real, velocidad de viento aparente, dirección de viento real, ángulo de viento real, rumbo actual, etc. Para disponer de toda esta serie de datos, hay en el mercado unidades procesadoras específicas para esta función.

El principal fabricante de este tipo de equipos es B&G y en su catálogo encontramos las soluciones requeridas:

Procesador Principal: Hercules 2000.

Capacidad para 8 sensores y cuatro pantallas de presentación.

Consumo 160 mA.

Procesador de expansión Hercules 2000. Para añadir hasta 16 sensores más y cuatro pantallas de presentación extra.

Girocompás: Halicon. Con esta unidad se mide de forma precisa el rumbo, ángulo de escora y ángulo de cabeceo.

Pantallas de presentación 40/40.

Consumo medio 80 mA

Células de carga: Loadcel. Se usarán para medir la tensión en el estay, los obenques y las burdas. Son unos elementos que sustituyen a los bulones de sujeción de los elementos citados y envían información de la tensión de esos elementos.

Veleta: Se trata del sensor de viento modelo 213 que consta de un anemómetro y un indicador de dirección de viento.

Sonda y corredera: con estos elementos medimos velocidad relativa del barco y profundidad.

3. EQUIPOS DE CUBIERTA.

En este apartado se describirán la maniobra de cubierta, con los elementos seleccionados y su ubicación. Con estos elementos controlamos la tensión en la jarcia así como el trimado de las velas.

Para la selección de estos elementos hemos recurrido al catálogo de la casa Harken. Este proveedor es uno de los principales en el campo de veleros de regatas. Para facilitar la selección incluyen un calculador de cargas en diferentes elementos basado en la eslora y tipo de condiciones de navegación del barco que queremos calcular.

Para el cálculo de las tensiones soportadas por las drizas, usaremos las fórmulas propuestas por los fabricantes de estos elementos.

$$\text{Carga de Rotura (kg)} = \text{fuerza (N)} \times 5 = \text{superficie vélica} \times \text{Velocidad viento}^2 \text{ (en nudos)} \times 0.021$$

La elección de los winches se realizó con la guía de la casa Harken. Ésta pide:

- Dimensiones principales del barco.
- Desplazamiento.
- Dimensiones de las velas.
- Condiciones de viento.

Para la selección del material de los cabos usaremos los siguientes materiales con las características que describimos a continuación.

Vectran: Es una fibra sintética de base Aramida, no encoge, alargamiento mínimo de menos del 1.5% antes de rotura. Su mayor inconveniente es que tiene mala resistencia a los rayos UV y sufre abrasión. Su uso se considera idóneo en drizas y elementos de la jarcia que no deban sufrir pliegues agudos y nudos. Se suele emplear en drizas, burdas y elementos con pocos reenvíos. Su resistencia con una doble funda de poliéster es de 700 MPa y su densidad de 950 kg/m³.

Spectra/Dyneema: Fibra sintética de base Polietileno de alta tenacidad. Este material tiene un estiramiento del 3% antes de rotura, no absorbe agua y es resistente a los rayos UV. Suele ser usado en las burdas para ahorrar peso al ser usado sin funda excepto en el tramo final para mejorar su agarre a los winches. Para un cabo sin funda exterior su carga de rotura es de 950 MPa y su densidad es de 700 kg/m³.

A continuación se describirán los elementos más característicos de la maniobra y se justificará su elección.

3.1. Maniobra de la mayor.

3.1.1. Escota.

La escota de la mayor controla la tensión dada a la botavara en su extremo libre. En dicho extremo se fija una polea mediante cintas de Vectran. Esta polea permite el movimiento babor estribor de la botavara ya que se une al carro de mayor mediante otras dos poleas sostenidas por dicho carro. La escota se guía a través de dichas poleas y se reenvía al winche de la mayor situado en crujía. Este winche está accionado por un molinete montado sobre pedestal. El movimiento babor-Estribor se realiza por medio del carro de mayor montado sobre un carril normalizado de 42mm de espesor. Los cabos que controlan la posición del carro se reenvían mediante poleas fijas a cada winche de génova. Para mantener la posición y liberar dichos winches, se instalan dos "Stoppers" para mantener fijos dichos cabos una vez liberados de los winches.

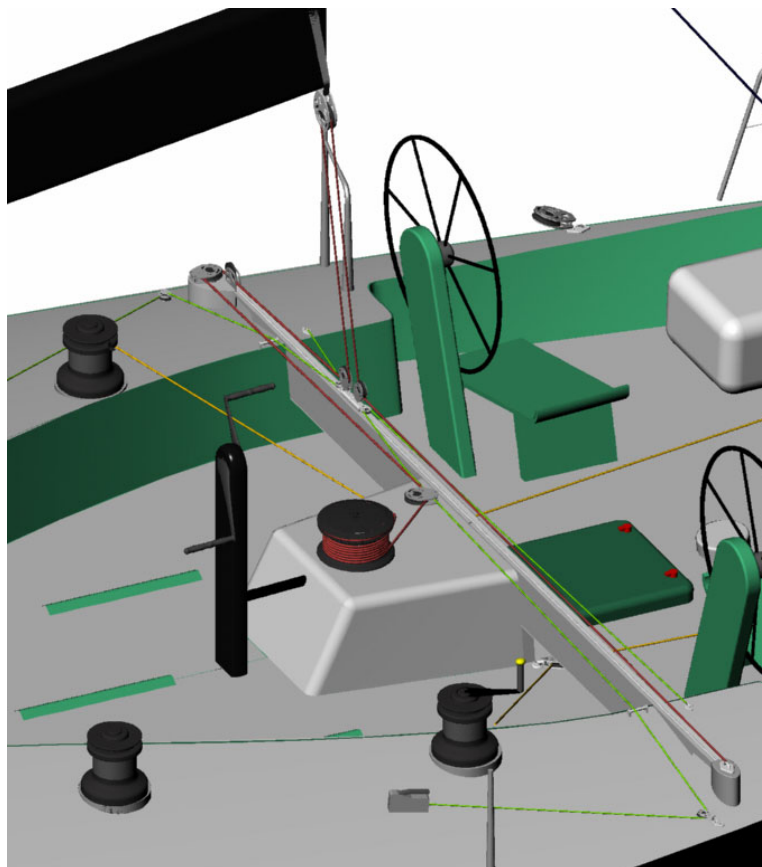


Figura I

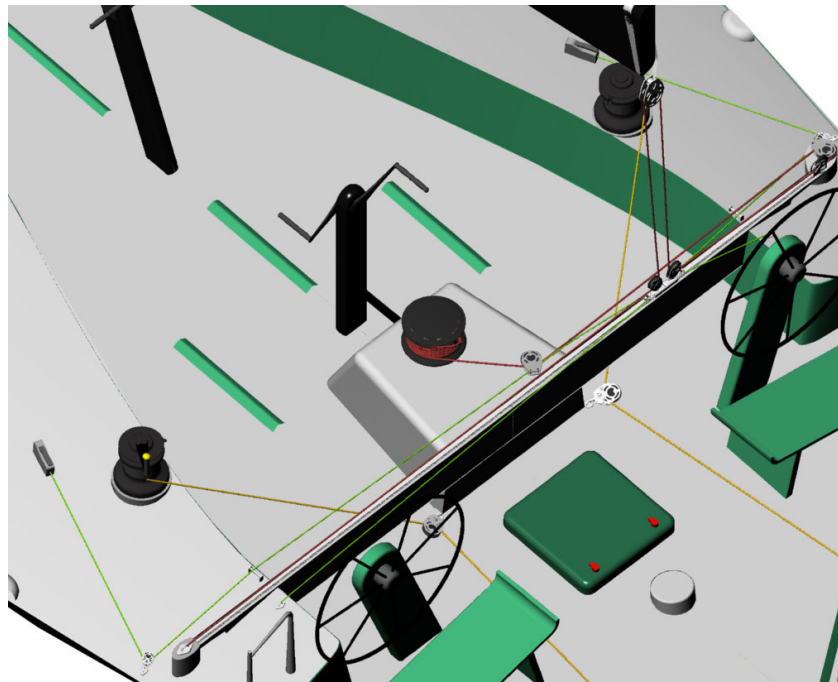


Figura II

Este sistema nos lleva a una desmultiplicación 2:1 en la escota de la mayor. Con esta desmultiplicación y el cálculo de la tensión en la mayor a partir de la fórmula propuesta obtenemos una tensión en el winche de la mayor de 1537 kg. Para esta carga se selecciona un winche de la casa Harken de 203 mm de diámetro de tambor autoportante, con tres velocidades, movido mediante molinete manual directamente acoplado. Las velocidades del winche respecto al tambor respecto al molinete son 1:1, 9.9:1, 40:1. El winche seleccionado ha sido el modelo B990.3STR

Con la carga en la escota de la mayor de 3074 kg calculamos el diámetro necesario de cabo de material Dyneema trenzado, para este cálculo se aplica un coeficiente de seguridad de 5 usual en los elementos de la jarcia.

$$\varnothing = 2 \cdot \sqrt{\frac{\text{Carga_soportada (N)} \cdot 3}{(\text{Resistencia_del_material (MPa)}) \cdot \pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{3074 \cdot 9.8 \cdot 3}{950 \cdot \pi}} = 11 \text{ mm}$$

Este sería el diámetro del alma de material Dyneema. Como este cabo ha de ser usado con winche, hemos de usar una funda exterior de poliéster para asegurar su duración. La funda suele ser de 1.5mm de espesor para cabos que no necesitan protección UV. Pasamos a un diámetro de cabo de 14mm.

3.1.2. Driza.

En el cuaderno de resistencia estructural se calculó la carga en el puño de driza de la mayor con un resultado de 18669 N en el caso más

desfavorable. Con esta carga de rotura y seleccionando material Dynnema podemos calcular el diámetro necesario.

$$\varnothing = 2 \cdot \sqrt{\frac{\text{Carga_soportada (N)} \cdot 3}{(\text{Resistencia_del_material (MPa)}) \cdot \pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{18669 \cdot 3}{950 \cdot \pi}} = 8.6 \text{ mm}$$

La Driza de la mayor será un cabo de 9 mm de Dynnema sin funda en el tramo que discurre dentro del mástil. Se guiará desde el piano a través de la cabina hasta la base del palo. Mediante un reenvío se guiará hasta un taladro en el palo desde donde se guiará por dentro del mismo hasta la polea de la driza de la mayor.

3.1.3. Cunningam.

El cunningam mantiene el puño de amura a la botavara. Un cabo fijo en la botavara pasa a través del puño de amura de la mayor y es enviado a la base del palo. Desde esa zona se reenvía a través de la cabina hasta uno de los pianos, donde puede ser fijado y tensado mediante stopper y winche. La tensión en este punto se calculo en el cuaderno de resistencia estructural con el resultado en el caso más desfavorable de 15402 N con esta carga y para el mismo material que la driza obtenemos un diámetro de 7 mm. En este caso el cabo debe ir protegido por una funda en toda su extensión. El diámetro final del cabo será de 10 mm con funda de poliéster de 1.5 mm.

3.1.4. Pajarín.

Con este nombre se denomina a la driza que crea la tensión necesaria para mantener el pujamen de la mayor suficientemente plano. El pajarín se une al puño de escota de la mayor y es reenviado por el interior de la botavara hasta el palo donde se reenvía a la base del palo y de nuevo se reenvía a uno de los pianos. En barcos de regatas costeras se suele reenviar a ambos costados, para tener control del mismo mientras se está sentado haciendo banda. Como en nuestro barco, la banda irá ocupada por las velas, los tripulantes tienen más libertad de movimiento y de esta forma podemos reducir el número de cabos que tenemos que tener en cada banda.

Por la situación del pajarin (en el puño de escota de la mayor) se puede suponer que la carga soportada será similar a la soportada por la escota de la mayor. Seleccionaremos el mismo cabo para la escota y el pajarín. Este cabo se seleccionó en el apartado de escota de mayor siendo Dynnema con funda exterior de poliéster con un diámetro total de 14mm.

3.1.5. Trapa de la botavara.

La trapa o contra de la botavara se encarga de mantener la horizontalidad de la botavara cuando el tiro de la escota de la mayor no es

vertical. Esto ocurre en rumbos abierto, con la botavara a una banda, con su extremo fuera del carro de la mayor. En esa situación el tiro de la escota de la mayor es oblicuo y para una misma tensión de la escota, su componente vertical se reduce y produce la elevación del puño de escota de la mayor lo que lleva a que se abra la baluma de esa vela y se pierda rendimiento en la misma. Para evitar esto usamos la contra que en esos momentos ejerce un tiro adicional vertical sobre la botavara para contrarrestar la pérdida de tiro en la escota. El sistema se compone de un tubo telescópico que en su interior aloja una escota unida a la botavara mediante un sistema de poleas con reducción 4:1 de ahí se reenvía a uno de los pianos a través de los reenvíos de la base del palo.

Para el cálculo de la carga soportada por la contra hemos encontrado en "Larsson" una estimación que da a la contra una carga del 50% del puño de escota. Esta carga se justifica suponiendo que la contra comienza a soportar carga cuando la vela se encuentra trabajando con vientos portantes, no bajo sustentación. Esta forma de trabajar supone menos carga en la botavara y por tanto se puede suponer esta carga en la contra. El 50% de la carga en la escota supone 1537 kg. Con esta carga y material Dynnema obtenemos una diámetro de 7.8 mm por tanto optamos por un cabo de Dynnema sin funda excepto en su extremo de 8 mm de diámetro.

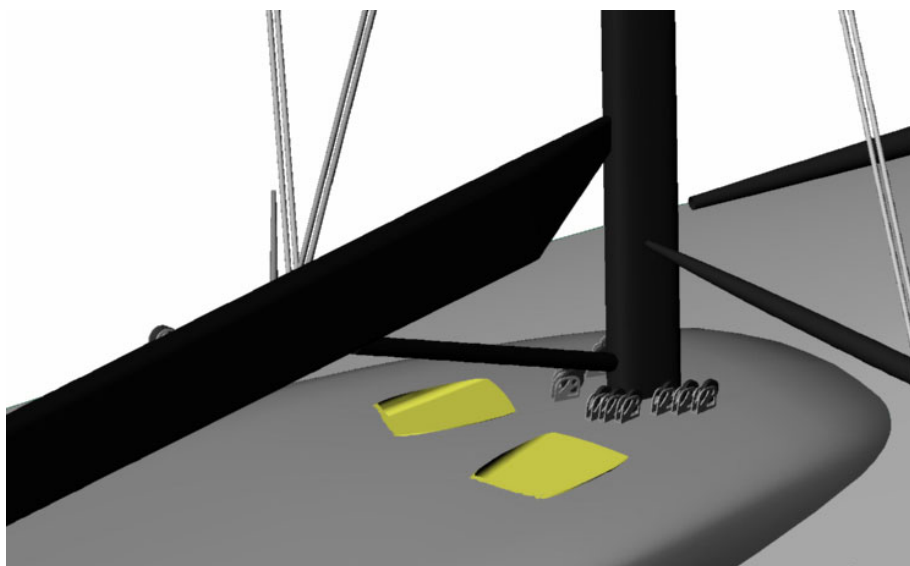


Figura III

3.2. Maniobra del foque y génova

3.2.1. Escota.

La escota del Génova se guiará a través del escotero con posibilidad de reglaje babor-estribor mediante un carro montado sobre un carril de 42mm

de ancho montado sobre cubierta. La tensión calculada para la esta escota es de 3700 kg, con un foque al 110% y vientos de 40 nudos.

Siguiendo las recomendaciones de la guía de la casa harken se selecciona un escotero de 114 mm de diámetro con una carga de rotura de 8164 kg y una carga de trabajo aceptable de 4082 kg.

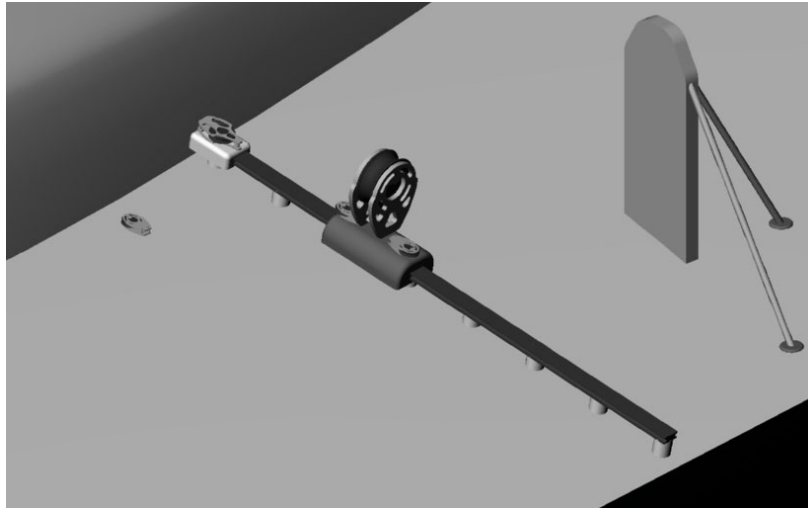


Figura IV

El movimiento babor-estribor se controla mediante un reenvió con una desmultiplicación 3:1.

La escota de génova será de Dyneema con funda se dimensiona para una carga de 3700 kg obteniendo un diámetro del alma de 13 mm. Para esta escota que está muy sometida a rozamientos y pliegues, seleccionaremos una funda de 2mm de espesor de poliéster, obteniendo así un cabo de 17 mm.

La escota de génova se envía sin demultiplicar hasta un winche (uno a cada banda) exclusivamente dedicado a ella. El winche seleccionado que soporta esta carga de trabajo ha sido uno autoportante de 175 mm de diámetro en el tambor. Estos winches (uno en cada banda) se mueven por medio de un molinete colocado en crujía que da servicio a ambos winches. Este molinete o pedestal tiene la posibilidad de dar servicio a cada winche por separado, el eje que lo une a cada winche se aloja debajo de la bañera. El modelo seleccionado ha sido B880.3STR con tres velocidades.

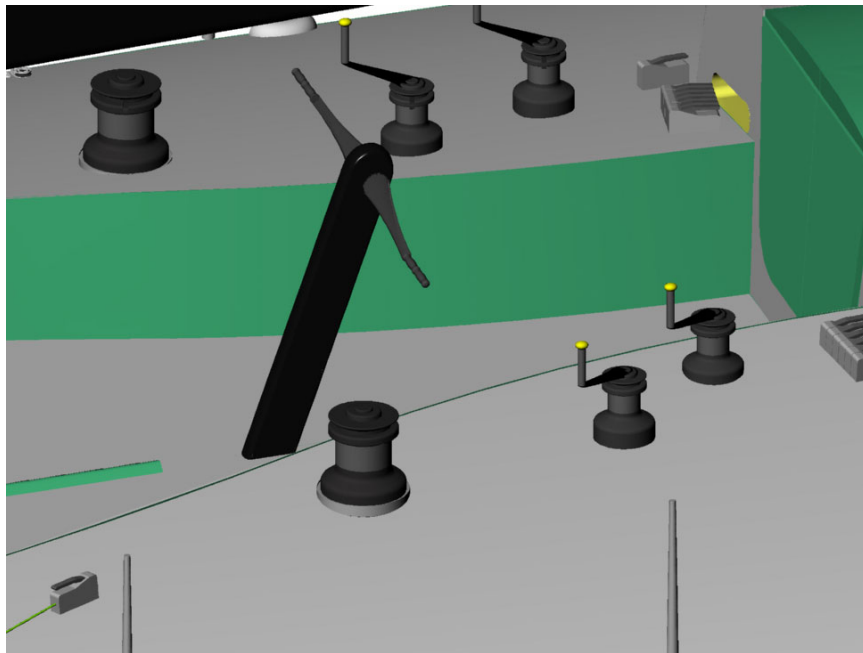


Figura V

3.2.2. Driza.

Se guían dos drizas a través del palo. De la misma manera que se guió la de la mayor. Estas drizas aparecen a la altura del enganche del estay con el palo. En el cuaderno de resistencia estructural se calculó el valor de la carga de esta driza con un resultado de 12604 N. El cabo será de Dynnema sin funda en el tramo que queda dentro del palo y con funda en su extremo que enrolla en los winches. Si dimensionamos este cabo con la fórmula propuesta obtenemos un diámetro 8mm sin funda y 11 mm con funda de poliéster de 1.5mm de espesor.

3.3. Maniobra de Spiner.

3.3.1. Tangón.

El tangón soportará el puño de amura del spiner y los mantendrá fijo en su extremo para que el grátil de esa vela se mantenga alejado del palo, ya que se trata de velas sin envergar. Para controlar la posición del tangón disponemos de un pajarín y una contra del tangón. El pajarín no supone ningún problema y lo enviamos hasta el palo desde donde baja hasta las poleas de la base del palo y se reenvía a un piano.

El montaje de la contra tiene dos posibilidades, montarse entre el palo y el estay con la ventaja de que en trasluchadas y viradas no hay que desmontarla, pasa por detrás del estay con solo levantar el pie del tangón lo suficiente. Los inconvenientes son que para un tangón de estas

dimensiones no conviene que el tiro se tan oblicuo. Por eso seleccionaremos la otra opción que es montar la contra a proa del estay. Con este montaje hemos de cambiar la contra en cada virada o trasluchada. Esto en un barco de regatas con recorridos barlovento-sotavento, puede ser un "handicap", pero en nuestro caso las viradas y trasluchadas suelen ser poco frecuentes, un vez se ha seleccionado el rumbo. El pie del tangón irá sobre un rail unido al palo para poder regular en altura el tangón.

3.3.2. Driza.

Se han de montar como mínimo dos drizas de spiner, para poder realizar el cambio de spiner con uno montado, el llamado "Peeling". Montaremos esas dos drizas hasta la perilla del palo. De esta forma maximizamos las posibilidades de nuestro palo.

Los diámetros de las drizas se dimensionan para una carga el doble que la soportada por la driza del génova. Esta carga tan alta es debida a los asimétricos, velas que se miden como spiner pero que funcionan como génovas de alto recubrimiento. Estas velas no son envergadas, por tanto para mantener un gratil recto y mejorar su rendimiento, tenemos que darle un gran tensión a la driza.

La carga de dimensionamiento de la drizas de génova fue de 12604 N por tanto en este caso usaremos 25208 N con un diámetro calculado de 11 mm.

3.3.3. Escota.

La escota se envían a popa mediante un separador, este elemento mantienen separada la escota del candelero, facilitando la llegada de la escota al reenvío en popa, desde donde se manda a uno de los winches de génova.

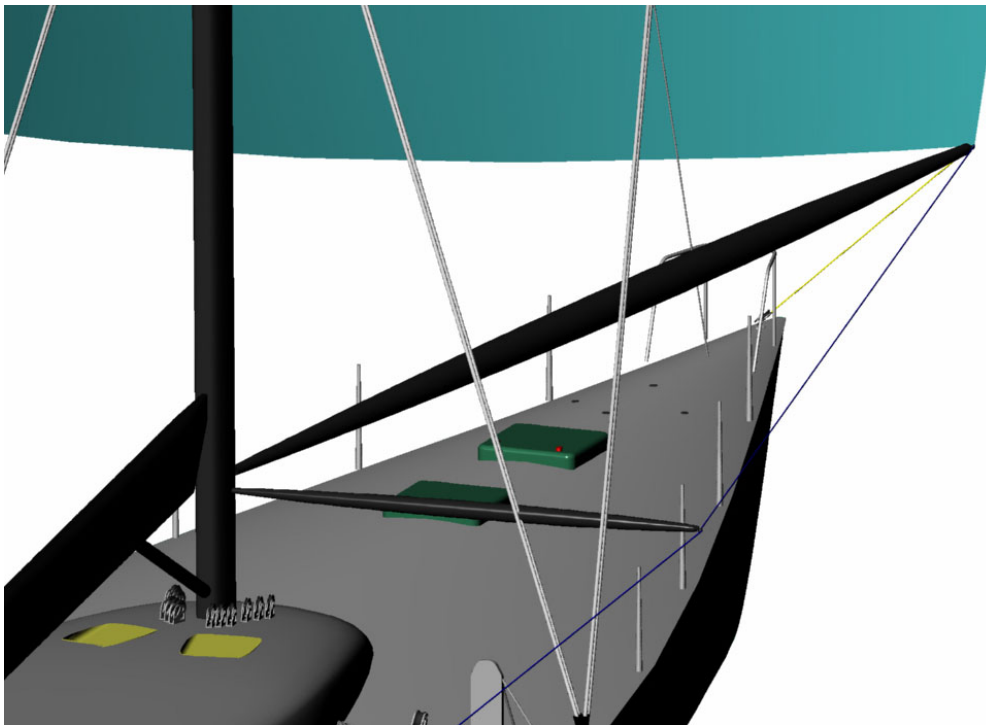


Figura VI

De nuevo dimensionamos la escota para una carga el doble que en la escota de génova. Esto corresponde a 7400 kg y obtenemos un diámetro de 17 mm.

3.4. Piano.

Con este nombre se define al sistema de stoppers y reenvíos situado cerca de la cabina, que controla las drizas, contras, pajarín cunningam y la trapa. Este sistema ha de contar con al menos 10 reenvíos, para acomodar 2 drizas de spi, una driza de mayor, 2 drizas de génova, 2 ajustes de burdas, el pajarín de la mayor, cunningam de mayor y la trapa de la botavara. Para cubrir estas necesidades instalamos 5 reenvíos de 75mm de diámetro en cada banda en la base del polo. Desde esta posición pasan a través de la cabina dentro de unos conductos que evitan que el agua entre en la cabina. Estos conductos desembocan a la altura de la cubierta donde instalamos 5 Stoppers en cada banda. Desde esos Stoppers se puede halar desde cualquiera de los dos winches instalados a cada banda para este fin. Para evitar fricciones excesivas se instala a la salida de los stopper una regleta de reenvíos que acomodan el tiro de los winches. Los modelos seleccionados de Winches son de menor diámetro que los de génova y mayor ya que estos cabos soportan menos tensión y esa tensión es mantenida por los Stoppers y no por los winches. El modelo instalado ha sido el B74.3STR de 150 mm de diámetro en el tambor y tres velocidades.

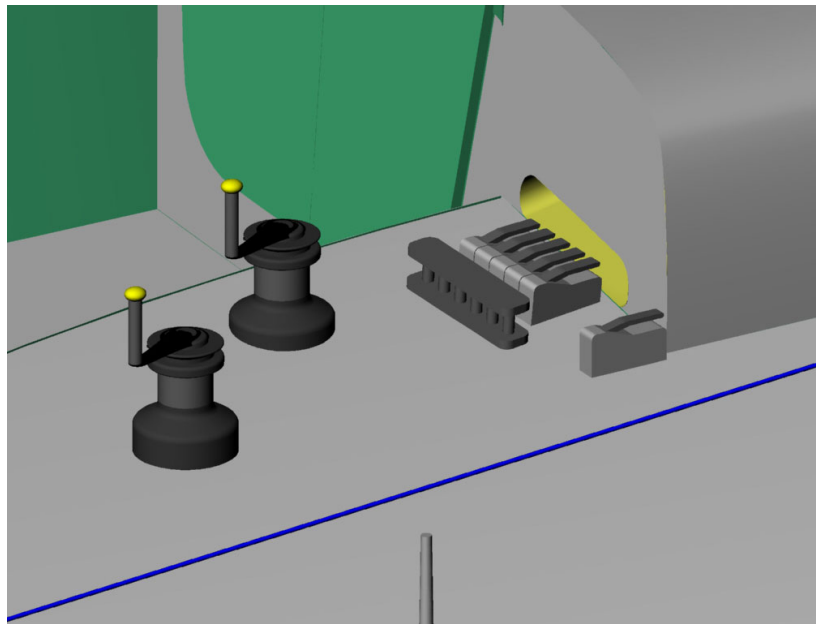


Figura VII

3.5. Burdas.

Para sustentar el palo evitando su caída a proa, hemos de instalar un sistema de burdas y opcionalmente backstay. Si nos decantamos por un backstay central más dos burdas, limitamos la forma de la baluma de la mayor, al tener que pasar por la clara entre el backstay y el palo. Si instalamos un sistema de burdas que controlen la tensión en el palo, tendremos que instalar un juego en cada banda, para que la vela mayor pueda girar y siempre sea mantenido el palo por uno de los juegos de burdas. Las burdas principales arraigan en el palo a la altura del estay de proa, para contrarrestar la tensión ejercida por este. Para controlar la forma del gratil de la mayor es necesario instalar una segunda burda, llamada burda baja. Variando la tensión en esta burda, variamos la forma del palo en esa zona baja, variando de esta forma el gratil de la mayor. En los caso en los que montamos un spiner o un asimétrico a tope de palo, hemos de controlar la enorme tensión generada en este tope de palo que trataría de hacer caer esa última sección a proa. Para evitar esto necesitamos un tercer juego de burdas, las burdas altas que en esos casos mantienen la verticalidad de la última sección del palo. El sistema que varía su tensión es idéntico al de las burdas bajas. Un cabo conectado a la burda, acerca esta más o menos al palo. Como las tres burdas se están conectadas a un mismo punto en su base, variando la forma de las burdas altas y bajas, variamos la tensión en sus puntos de arraigo. Para variar la tensión conjunta a las tres burdas se instala una desmultiplicación 3:1 a popa y se reenvía a unos winches exclusivos para las burdas. Estos Winches son el modelo B980.3STR de tres velocidades y diámetro de tambor de 175 mm.

El cabo de las burdas desde su arraigo al palo hasta su conexión al sistema de tensado en popa será de Fibra de aramida con funda sólida de PVC de 1mm de espesor para evitar los rayos solares y proteger el cabo

frente a rozaduras de la mayor. Todo lo referente a burdas se calculó en el cuaderno de resistencia estructural con unos resultados de cargas de:

Carga en burda media y baja: 183514 N

Carga en burda alta: 45288 N

Con estas cargas se calculó el diámetro de fibra necesario y se obtuvo 18 mm para burdas medias y bajas y 10 mm para las burdas altas.

El tramo del "fine Tuning" (ajuste fino de tensión) de las burdas altas y bajas será de 8mm de Dyneema con funda con una carga de rotura de 3000 kg. Este cabo se guía por dentro del palo hasta la base del mismo, donde se reenvía a uno de los pianos.

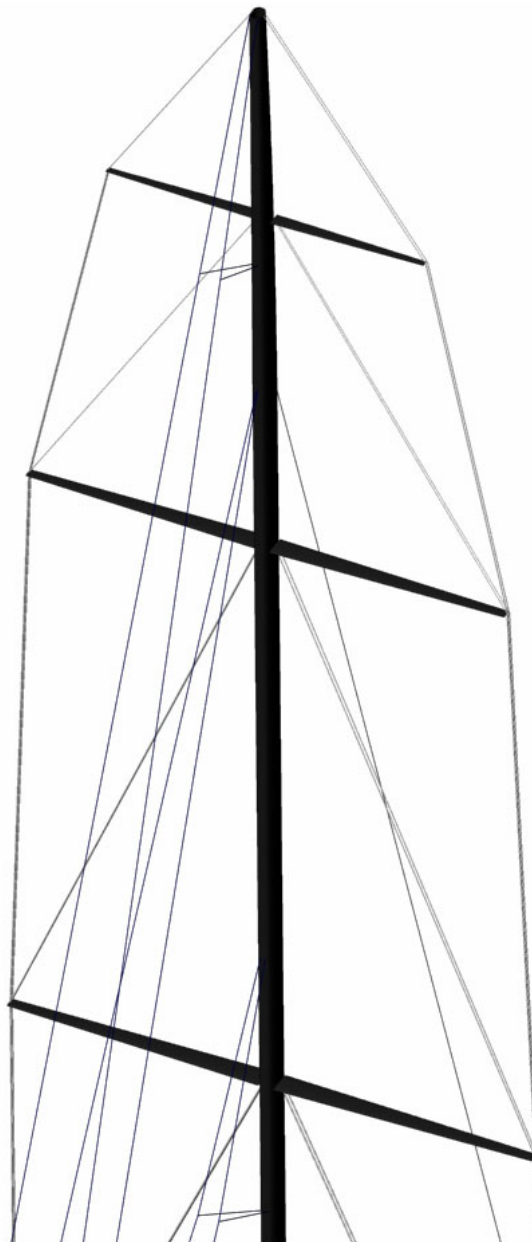


Figura VIII

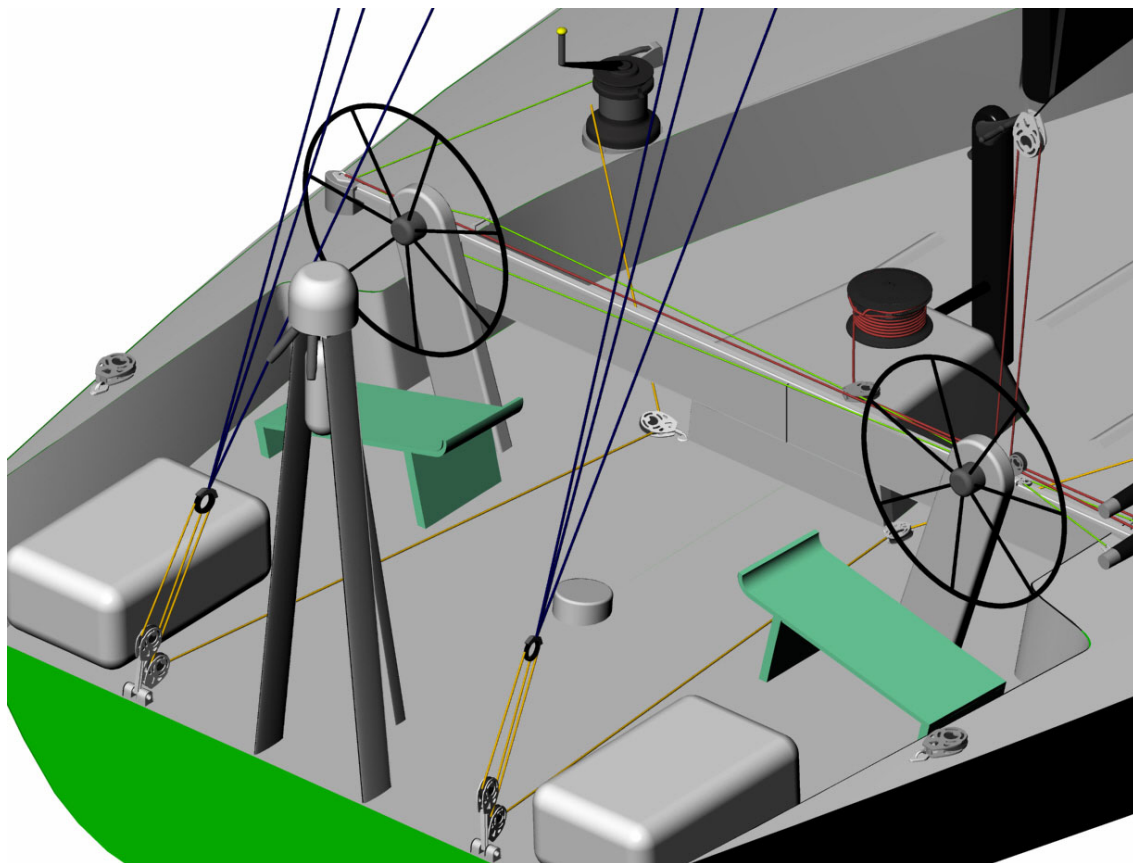


Figura IX

1. Aspectos Generales de la Planta.	2
2. Relación de consumidores.....	3
2.1. Consumidores 12 V. DC.....	3
2.2. Consumidores a 24 V. DC.....	4
2.2.1. Navegando a máximo consumo.....	4
2.2.2. Navegando en espera.	5
3. Balance Eléctrico.	6
4. Sistema de baterías.	8
4.1. Baterías de Servicio.	9
4.1.1. Autonomía en condición de navegación en espera.....	9
4.1.2. Autonomía en condición de navegación a máximo consumo sin generador.....	9
4.2. Batería de arranque.	10
5. Generadores.	11
6. Carga de las baterías.	12
6.1. Separador de carga.	13
7. Convertidor DC/DC.	14

1. Aspectos Generales de la Planta.

En primer lugar se van a definir las tensiones a las que va trabajar la planta eléctrica.

Según la especificación, hemos de tener un sistema eléctrico a con una tensión de 24 V. Esta tensión veremos que es la menos usada por nuestros equipos, solo contamos con dos equipos a 24 V por tanto para cumplir especificaciones tendremos un sistema eléctrico que posibilite ambas tensiones, el sistema de generación y almacenamiento será a 12 V para poder cumplir las exigencias de la norma VO60. Para alimentar equipos a 24 V y así cumplir especificaciones instalaremos convertidores DC/DC.

La Regla VO60 solo especifica el peso mínimo del sistema de baterías, que será de 280 kg y la necesidad de instalar interruptores principales para poder aislar los circuitos de las baterías y el alternador.

A continuación haremos una relación con los consumidores que se instalarán a bordo. En esta lista se incluyen los consumos en espera de algunos aparatos que tienen esta posibilidad, en otros como el radar se ha incluido en este rango el consumo en modo económico, este modo evita el escaneo continuo, lo que hace es escanear varias veces por minuto, y si descubre algún obstáculo no memorizado y cercano a un rumbo de colisión, activa una alarma.

2. Relación de consumidores.

A continuación se van a detallar todos los equipos que están instalados a bordo, distinguiendo entre los que están alimentados a 12 V. DC y los de 24 V. DC.

Los equipos seleccionados constan en el cuaderno 10, donde se justifica la elección de cada uno de ellos, excepto la iluminación que se presenta en un anexo a este cuaderno.

2.1. Consumidores 12 V. DC

Equipo	Unidades	Consumo (W)	
		Funcionamiento	En espera
Inmarsat Mini M	1	50	15
Inmarsat C	2	70	10
Ordenador Central	1	15	15
Ordenador de video	1	15	0
ordenador de datos	1	2	2
equipo medición olas	1	12	12
VHF 25 w	1	25	1
VHF 150 w	1	150	1
pantallas indicadoras	8	1	1
Unidad de instrumentos	1	4	4
Luces navegación	3	25	13
Luces habilitación	5	15	8

Tabla I

2.2. Consumidores a 24 V. DC

Equipo	Unidades	Consumo (W)	
		Funcionamiento	En espera
radar y pantalla	1	50	20
Inmarsat B	1	250	0

Tabla II

Los equipos que en espera tiene un consumo nulo, serán aquellos que está previsto que durante la navegación y cuando no se estén usando directamente, estén apagados. Estos equipos son el ordenador de edición de vídeo y el Inmarsat B que solo está encendido cuando se quiere transmitir algo. Otros equipos como Inmarsat C, Mini M y equipos de radio suelen estar en posición "Standby" a la espera de alguna transmisión entrante.

Los equipos cuyo consumo en funcionamiento y en espera es el mismo, serán aquellos que están previstos que funcionen durante todo el periodo de navegación. Entre estos equipos encontramos el ordenador central, que usaremos para leer la carta y las predicciones meteorológicas.

Los equipos de luces, tanto de navegación como de habilitación, les hemos dado un consumo en espera de la mitad que a régimen máximo, con esto queremos dar a entender que durante la noche funcionan y durante el día no, calculando un consumo medio (o en espera) de la mitad que a máximo régimen.

Debido a las peculiaridades de este tipo de veleros y esta regata, solo parece oportuno diferenciar dos situaciones de carga, Navegando a máximo consumo, que será cuando se esté transmitiendo con la mayoría de equipos. Navegando con los equipos en espera, está será la situación más habitual.

2.2.1. Navegando a máximo consumo.

Estos barcos durante cada una de las etapas de la regata están obligados a transmitir una serie de datos al comité organizador, estos datos incluyen imágenes de video, imágenes estáticas, sonido y texto. También es normal el uso del sistema inmarsat B para conectarse a internet y poder descargarse partes meteorológicos y avisos a la navegación.

Los requerimientos mínimos de transmisiones obligados por el comité organizador no son excesivos, alrededor de 8 minutos de vídeo por semana, 10 imágenes por semana, Intervenciones habladas diarias, texto de alrededor de 50 palabras diarias.

De entre los equipos de comunicación, el que más consume es sin duda el inmarsat B. Estos requerimientos de comunicación veremos en el balance eléctrico que consumen alrededor de 700 W, para evitar una rápida descarga de las baterías, podríamos hacer coincidir las comunicaciones diarias con el ciclo de carga de las baterías. De esta forma nos aseguramos un buen suministro para esta situación de carga tan exigente. En el peor de los casos suponemos que esta situación se da durante la noche y con el radar funcionando en modo escaneo continuo.

Los consumidores que suponemos van a trabajar a máximo régimen en esta situación de carga son:

	Nº equipos	Consumo (W)
Inmarsat Mini M	1	50
Inmarsat C	2	70
Ordenador Central	1	15
Ordenador de video	1	15
ordenador de datos	1	2
equipo medición olas	1	12
VHF 25 w	1	25
VHF 150 w	1	150
pantallas indicadoras	8	1
Unidad de instrumentos	1	4
Luces navegación	3	25
Luces habilitación	5	15
radar y pantalla	1	50
Inmarsat B	1	250

Tabla III

2.2.2. Navegando en espera.

Esta situación de navegación describirá los consumos medios del barco durante la navegación con baterías, en esta situación se evita la emisión de comunicaciones y los equipos funcionan al mínimo o en espera. La potabilizadora se encontrará funcionando la mayor parte del tiempo, así que la contabilizaremos como si funcionase constantemente. El radar se encontrará funcionando en modo escaneo intermitente. Las luces de navegación se contabilizarán a mitad de consumo para tener en cuenta la diferencia entre el día y la noche. Las radios y equipos de comunicación se

mantendrán a la espera de recibir comunicaciones, por tanto al mínimo de consumo. El ordenador de video apagado. El equipo Inmarsat B estará desconectado.

La relación de consumidores funcionando y su consumo será:

	Nº equipos	Consumo (W)
Inmarsat Mini M	1	15
Inmarsat C	2	10
Ordenador Central	1	15
ordenador de datos	1	2
equipo medición olas	1	12
VHF 25 w	1	1
VHF 150 w	1	1
pantallas indicadoras	8	1
Unidad de instrumentos	1	4
Luces navegación	3	13
Luces habilitación	5	8
radar y pantalla	1	20

Tabla IV

No se considera necesario estudiar la condición de fondeo y puerto ya que en estos barcos no suelen fondear, y en puerto no se hace vida dentro del barco.

3. Balance Eléctrico.

El balance eléctrico será una simplificación de los balances comúnmente realizados para buques mayores, el coeficiente de servicio y régimen K_{sr} no tiene sentido para una planta tan pequeña, este coeficiente ha sido sustituido por la indicación de funcionando a régimen o en espera. (los únicos elementos en los que tendría sentido definir su K_{sr} sería las luces de navegación y habilitación, pero ha sido solventado asignándoles un consumo de la mitad para la condición de navegación en espera.

		Consumo (W)		Régimen de consumidores		Potencia (W)	
		Funcionamiento (A)	En espera (B)	Máximo consumo	Consumo en espera	Máximo consumo	Consumo en espera
consumidores 12 V		Unidades					
Inmarsat Mini M	1	50	15	A	B	50	15
Inmarsat C	2	70	10	A	B	140	20
Ordenador Central	1	15	15	A	A	15	15
Ordenador de video	1	15	0	A	B	15	0
ordenador de datos	1	2	2	A	A	2	2
equipo medición olas	1	12	12	A	A	12	12
VHF 25 w	1	25	1	B	B	1	1
VHF 150 w	1	150	1	B	B	1	1
pantallas indicadoras	8	1	1	A	A	8	8
Unidad de instrumentos	1	4	4	A	A	4	4
Luces navegación	3	25	13	A	B	75	39
Luces habilitación	5	15	8	A	B	75	40
consumidores a 24 V							
radar y pantalla	1	50	20	A	1	50	20
Inmarsat B	1	250	0	A	1	250	0
						698	177

Potencia (W)	
Máximo consumo	En espera
698	177

Estos valores servirán para definir los generadores y el sistema de baterías.

4. Sistema de baterías.

Para la selección de las baterías hemos de tener en cuenta la norma que impone un peso mínimo del sistema de baterías de gel de 280 kg. Con este requerimiento pensaremos un conjunto de baterías que maximicen la capacidad de almacenamiento de energía.

En primer lugar diferenciaremos lo que serán baterías de arranque y baterías de carga. Unas para el arranque y otras para el suministro constante de energía a los equipos. Para poder proyectar nuestra planta hemos de conocer nuestros ciclos de carga y descarga.

Hemos dicho que para evitar un sistema demasiado grande de baterías, haríamos coincidir las emisiones y demás comunicaciones con los momentos de funcionamiento del motor auxiliar. La regla VO60 nos obliga a llevar 230 litros de fuel para el motor auxiliar. Este fuel es obligatorio y no hay restricciones en su uso, Por tanto no nos interesa salir cargados de fuel y regresar con la mayor parte del fuel sin consumir, sería un peso muerto que nos restaría competitividad. Lo que se pretenderá hacer en cada regata será dividir esa cantidad de fuel entre los días estimados de navegación. En la competición del año pasado, la etapa más larga se completó entre 31 días y 38 días, dependiendo del primer y último clasificado. En el peor de los casos el barco que tardó 38 días hubiese tenido una capacidad de 6.05 litros de fuel diarios. Si estimamos un consumo a medio régimen de 2 litros por hora, obtendríamos un régimen de funcionamiento del generador mínimo de 3 horas al día, más que suficiente para la recarga de baterías de gel y para largos periodos de comunicaciones.

Con estas previsiones y consumos pasaremos a calcular tanto las baterías usadas de forma continua en el almacenamiento y suministro de energía para equipos, las llamadas baterías de servicio; como las baterías de arranque para los dos motores diesel.

4.1. Baterías de Servicio.

Para seleccionar este tipo de baterías hemos de tener en cuenta que han de ser de tipo gel y su ciclo de funcionamiento entre recargas será en torno a la 22 horas. Las baterías más convenientes para estas funciones serán las llamadas baterías de ciclo profundo. Estas baterías se pueden descargar mucho más que las de arranque. Si nos vamos al catálogo de un conocido fabricante de baterías marinas, encontramos en el catálogo de "Trojan" este tipo de baterías. De las de tipo gel encontramos un modelo con 225 Ah. Las características de este modelo son:

MODELO	VOLTAJE	CAPACIDAD	CAPACIDAD	DIMENSIONES mm			PESO
	V	AH/C20	AH/C5	alto	fondo	ancho	kg
GB12225	12	225	183	254	527	279	77

Si instalamos 3 de estas baterías, tendremos una capacidad de 675 Ah para un régimen de 20h, o 549 Ah para un régimen de 5 horas. Esto nos aseguraría poder suministrar $675/20=33.7$ Amperios durante 20 h, o $549/5=109$ A durante 5 horas. de esta forma podemos suministrar $33.7 \times 12 = 405$ W durante 20 h o 1317.6 W durante 5 h. El peso total del banco de tres baterías sería 228.3 kg.

4.1.1. Autonomía en condición de navegación en espera.

Si suponemos el consumo calculado en el balance en condiciones de espera en navegación, tendríamos unas necesidades de 177 W, esto equivale a 14.7 A, que aplicados durante el periodo entre recargas de 22h hacen un total de 324 Ah. Este dato frente a los 675 Ah significa que en condiciones normales consumiríamos el 48% de la capacidad de las baterías antes de la recarga. Este valor está por encima del 85% recomendado como máximo consumo antes de recarga.

Con este consumo podemos calcular el tiempo máximo antes de descargar completamente la batería. Este tiempo máximo antes de recarga será de **37.2 horas**.

4.1.2. Autonomía en condición de navegación a máximo consumo sin generador

Si por cualquier circunstancia se tuviese que navegar en condiciones de máximo consumo sin el generador funcionando, consumiríamos un total de 698 W, esto equivale a 58.1A a 12 V. Para calcular el tiempo máximo dado por las baterías con ese consumo, hemos de interpolar para los dos regímenes de descarga dados por el fabricante

Para 3 baterías obtendríamos los siguientes resultados según los datos del fabricante:

675 Ah (durante 20 horas genera 33.7A).
549 Ah (durante 5 horas genera 109.8).

Si interpolamos entre ambos valores obtendremos que nuestra batería generando 58.1 A tiene una capacidad de 634.6 Ah. El tiempo que es capaz de suministrar esa corriente es $634.6/58.1=10.9$. Obtenemos una autonomía en condiciones de máximo consumo de **10.9 h**.

4.2. Batería de arranque.

Mientras las baterías de ciclo profundo dan bastante capacidad durante un tiempo largo, las baterías de arranque es conveniente que den mucha carga en muy poco espacio de tiempo. Mientras el dato más importante en las primeras es la capacidad a 20 horas. En las baterías de arranque suele ser más importante el CCA y el MCA.

El CCA (cold cranking amps) se mide la cantidad de amperios que una batería puede suministrar durante 30 segundos a 0°. El MCA (marine cranking amps) mide la cantidad de corriente que puede suministrar una batería durante 30 segundos a 20°.

El motor auxiliar tiene un motor de arranque de 1.2 kW y el motor propulsivo instala un motor de arranque de 2 kW. Por tanto para arrancar el auxiliar necesitamos 100 A y para el propulsivo 166 A.

De entre las múltiples opciones posibles en el mercado de las baterías de arranque seleccionamos una cuyo peso maximice nuestros 280 kg máximos. Sumados a los 77x3 kg de las baterías de servicio, buscaremos una batería de alrededor de los 25 kg. La encontramos en el catálogo de Trojan.

MODELO	CAPACIDAD	CCA	MCA	Reserva	Peso
	AH/C20	A	A	min	Kg
PB12105	105	530	650	175	25

Instalaremos dos de estas baterías, una para cada motor diesel del barco. El dato señalado como "Reserva", mide el tiempo en minutos que la batería es capaz de suministrar 25 A.

Si entramos en la tabla de descarga a diferentes intervalos de tiempo suministrada por el fabricante, podemos calcular el tiempo que podemos estar moviendo el motor de arranque en ambos casos.

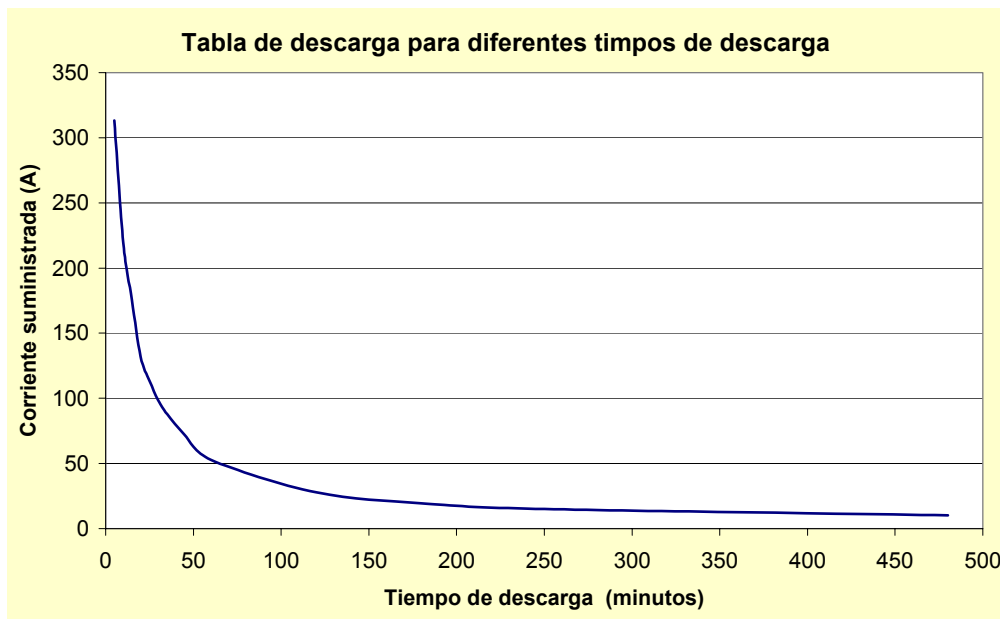


Figura I

Suministrando los 100 A que necesita el motor de arranque del motor auxiliar podríamos estar alrededor de los 25 minutos.

Suministrando los 166 amperios requeridos por el motor de arranque del motor propulsivo podríamos estar 16 minutos.

Estos tiempos dan un margen de seguridad muy amplio en lo que se refiere a arrancadas del motor, todo esto sin contar con el interruptor que en caso de necesidad es capaz de conectar cada una de las dos baterías de arranque a cada uno de los motores instalados.

5. Generadores.

Los motores Volvo vienen equipados con alternadores marinos de 14V/60A. Como la norma pide que en total se transporten 4 alternadores, incluyendo los originales de Volvo, instalaremos unos alternadores más potentes en ambos motores. Estos alternadores tendrán la función de alimentar los equipos que funcionan durante el ciclo de carga, a la vez que proporcionar suficiente corriente para realizar una carga rápida del sistema de baterías de servicio.

Para equipar al barco con los alternadores extras, seleccionaremos unos diseñados para ámbito naval de la casa Mastervolt. Estos serán el modelo alternator 12/130. Ofrecen una corriente de carga de 130 A. este modelo es de los de 12 V el que mayor carga proporciona. En ningún caso se supera el 40% de la carga instalada en las baterías. Para este tipo de baterías se recomienda que la corriente máxima suministrada por el alternador no supere el 40% de la carga instalada en las baterías. Para nuestras baterías

de servicio no deberíamos instalar un alternador mayor de $675 \times 0.4 = 270$ A.

6. Carga de las baterías.

Para la carga de nuestro sistema de baterías disponemos del alternador 12V/130 A. Para mejorar el proceso de carga, se recomienda instalar un **regulador de carga** que controle la corriente y tensión suministrada por el generador. De esta forma se cargan las baterías con una curva de tensión óptima.

Estos aparatos se conectan al alternador y controlan la tensión e intensidad suministrada por los mismos. Adecuándola al ciclo de carga para el que ha sido diseñado. También incluyen un sensor de temperatura conectado a la batería para comprobar que la carga no se realiza demasiado rápidamente.

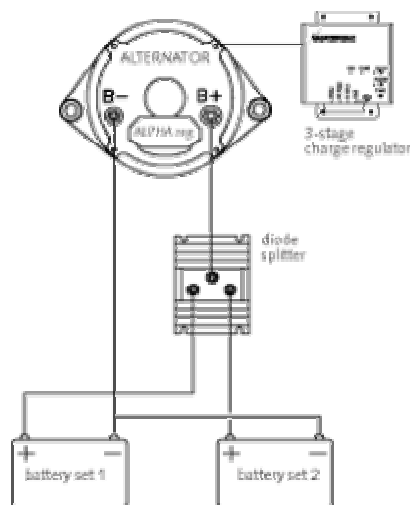


Figura II

En la figura vemos uno de estos reguladores usado para la carga de dos baterías. En nuestro caso, usaremos un regulador para la carga de las baterías de servicio y la batería del motor auxiliar. La batería del motor propulsor se cargará a la tensión suministrada por su alternador cuando el motor este en funcionamiento. No merece la pena instalar un regulador diferente al estándar incluido en el alternador Volvo, ya que este motor solo se usa en caso de emergencias y a la llegada a puerto. Por tanto es una batería con muy poco uso, y como tal se descarga muy poco.

Para mejorar la fiabilidad del sistema de arranque de ambos motores, se ha duplicado el cableado para que en caso de necesidad, ambos motores puedan ser alimentados por cualquiera de las dos baterías de arranque.

El regulador seleccionado ha sido de la casa Mastervolt modelo AlfaPro 12V.

Para calcular el tiempo requerido para la carga de las baterías hemos de conocer cuanta carga se ha descargado. En apartados anteriores calculamos una descarga del banco de baterías de servicio del 48%. Esto significa que si tenemos instalada una capacidad total de 675 Ah, hemos de recargar 324 Ah. El fabricante indica que el tiempo de recarga con reguladores se calcula dividiendo la capacidad a recargar por la corriente del alternador. Dividiendo los 324 Ah por los 130 A del alternador obtenemos un tiempo de recarga de 2 ½ horas.

Este régimen de carga supone unas necesidades de potencia en el motor auxiliar de $14.5V \times 130 A = 1885 W$. Esta potencia es fácilmente suministrada por el motor auxiliar de 20 kW. Para un régimen tan bajo de potencia no hay dato de consumo, por tanto usaremos el dato menor suministrado por el fabricante que corresponde a 2.3 l/h para 5 kW. Con este dato se puede calcular un consumo de 5.7 litros de D.O. por día de navegación. Obteniendo una autonomía con los 230 l del tanque de D.O más los 10 litros del tanque de servicio diario de 42 días. Todo esto siendo sumamente conservativos en el dato de consumo horario del motor.

6.1. Separador de carga.

Durante un ciclo normal de funcionamiento, las baterías de servicio se suelen descargar un 48% y las de arranque casi no sufrirán ninguna descarga, además estamos hablando de distintos modelos de baterías. Esto hace inviable la carga simultánea desde el alternador, ya que la corriente fluiría del sistema más cargado al más descargado, lo que iría en detrimento de las baterías más cargadas. La forma de tener varios sistemas cargados desde un mismo alternador es instalar un separador de carga que a base de diodos permite adecuar la tasa de recarga dependiendo de las necesidades de cada banco de baterías.

Para el alternador seleccionado encontramos un separador de carga adecuado. De la casa Mastervolt seleccionamos el modelo MV 1602 MT que permite cargar dos grupos de baterías simultáneamente.

7. Convertidor DC/DC.

Necesitamos instalar un convertidor para alimentar a los dos consumidores de 24 V. Ha de ser un convertidor de al menos 300W para poder alimentar el Inmarsat B y el radar en su máximo consumo.

La casa Mastervolt tiene el modelo DC-DC converter 8771 que es capaz de suministrar 300 W a una tensión de 24 V.

1. Listado detallado de costes de materiales y equipos.	2
1.1. Costes de casco cubierta estructura y apéndices.	2
1.2. Costes de arboladura.	2
1.3. Costes de equipos.	3
1.4. Instalación propulsora.....	3
1.5. Equipos eléctricos.....	4
1.6. Equipos de cubierta.	4
1.7. Mano de obra.....	4
1.8. Presupuesto total:	5

1. Listado detallado de costes de materiales y equipos.

1.1. Costes de casco cubierta estructura y apéndices.

Detallamos los costes de materiales y equipos.

A partir de los datos de pesos de refuerzos, núcleo y resinas del cuaderno 6, es fácil calcular el precio de las distintas partes que componen casco y cubierta.

Molde del casco y cubierta de un uso (One-Off): **12000 €.**

	PESO REF (g/m2)	PESO RES (g/m2)	PESO LAMINADO (g/m2)	AREA (m2)	PESO TOTAL (kg)	PRECIO €/m2	PRECIO €
LAMINADO FONDO CASCO HASTA 300mm SOBRE FLOTACIÓN A PROA DE MLS	8300	2398	10696	32.7	349.759	259	8479.76
LAMINADO FONDO CASCO HASTA FLOTACIÓN A POPA DE MLS	6900	2234	9132	21.74	198.53	221	4802.8
LAMINADO COSTADOS	6250	1655	7903	58.76	464.38	175	10294.8
LAMINADO CUBIERTA	4775	1199	5970	84.28	503.152	135	11377.8
							34955

Precio del material usado en el casco y cubierta desnudos: **34955 €.**

Precio de estructura, mamparos y mamparos estancos: **22000 €.**

Precio del material no aprovechado 10% = **5695 €.**

Maderas, ceras, sistema de vació, sistema de curado, utillaje = **6000 €.**

Quilla y bulbo: **24000 €.**

TOTAL: 104650 €.

1.2. Costes de arboladura.

Precio de mástil: **36000 €.**

Precio botabara: **12000 €.**

Precio de dos tangones: **16000 €.**

Precio Jarcia firme y de labor: **25000 €.**

TOTAL: 89000 €

1.3. Costes de equipos.

Potabilizadora: **4200 €.**

Calefacción: **400 €.**

Tanques de agua dulce: **420 €.**

Bomba de lastre: **4300 €.**

Válvulas, tuberías y tapas: **3500 €.**

Cocina y baños: **800 €.**

Literas: **800 €.**

Anclas: **890 €.**

Cadena: **320 €.**

Candeleros y mástil de popa: **3200 €.**

Equipos de seguridad y salvamento: **2000 €.**

Balsas de salvamento: **5000 €.**

TOTAL: 26230 €

1.4. Instalación propulsora.

Motor propulsor: **12300 €.**

Motor auxiliar: **8200 €.**

Tanques de combustible: **1500 €.**

Baterías de arranques: **1120 €.**

TOTAL: 23120 €

1.5. Equipos eléctricos.

Generadores:	7900 €.
Baterías de servicio:	3500 €.
Equipos de ayuda a la navegación:	21000 €.
Inmarsat C	3900 €.
Equipos de radio	5500 €.
Epirbs	3000 €.
Sarts	3000 €.
Inmarsat B	12300 €.
Inmarsat Mini M	2500 €.
Ordenadores	5000 €.

TOTAL: 67600 €

1.6. Equipos de cubierta.

Winches:	15300 €.
Escoteros, stoppers, poleas y otros:	12200 €.
Ruedas de timón y pedestales:	4200 €.

TOTAL: 31700 €

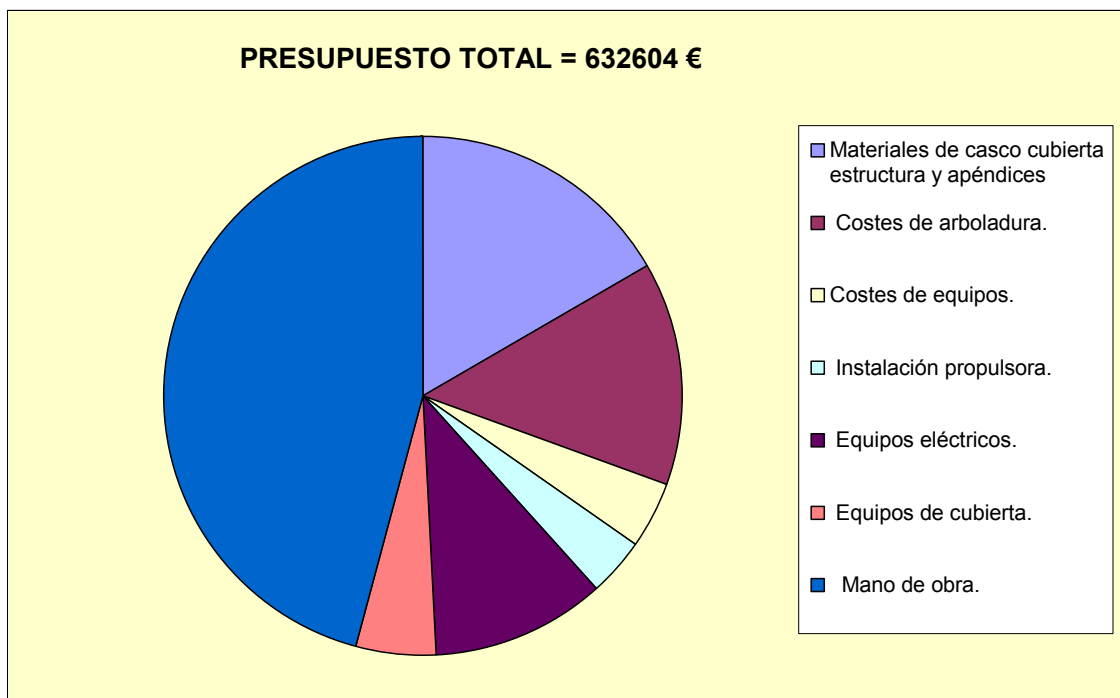
1.7. Mano de obra.

El tiempo de construcción para barcos de regatas de este tamaño suele ser de 6 meses con 12 trabajadores a jornada completa, obtenemos 16128 horas. Si pagamos la hora a 18 €, obtenemos 290304 €

TOTAL: 290304 €

1.8. Presupuesto total:

Materiales de casco cubierta estructura y apéndices	104650
Costes de arboladura.	89000
Costes de equipos.	26230
Instalación propulsora.	23120
Equipos eléctricos.	67600
Equipos de cubierta.	31700
Mano de obra.	290304
<hr/>	
Presupuesto total:	632604



1. Especificación del proyecto.	2
2. Filosofía del proyecto	3
2.1. Análisis de las condiciones de navegación.	3
2.2. Diseño bajo la clase VO60.	3
2.3. Diseño Hidrodinámico.	4
2.3.1. Diseño del casco.	4
2.3.2. Diseño de apéndices.....	5
3. Problemas principales del proyecto.....	6
4. Metodología y criterios aplicados en el desarrollo del proyecto.	6
4.1. Creación del casco.	7
4.2. Análisis de las carenas.	8
4.3. Materiales de construcción.	9
4.4. Propulsión a motor.	10
4.5. Instalación eléctrica.	11
4.6. Propulsión a vela.	11
5. Bibliografía.	12

1. Especificación del proyecto.

TIPO DE BUQUE: Velero de competición capacitado para la regata alrededor del mundo "Volvo Ocean Race."

REGLAMENTOS: Reglas de la clase: Volvo Ocean 60 rule 2000 + changes

CLASIFICACIÓN: ABS Guide for Building and Classing Offshore Racing Yachts 1994 incorporating Notice #1

DESPLAZAMIENTO MÁXIMO: 15000 KG

CALADO MÁXIMO: 3.75 m

ESLORA MÁXIMA: 23.5 m

CONSTRUCCIÓN:

Casco: Materiales compuestos.

Mástil: materiales compuestos sin núcleo o aluminio.

INSTALACIÓN ELÉCTRICA: 24V DC con un motor auxiliar y al menos dos alternadores independientes.

SISTEMA DE PROPULSIÓN: Vela, aparejo tipo Sloop. Motor propulsivo de emergencia con hélice plegable de dos palas capaz de dar 7 nudos en condiciones de mar en calma

ALOJAMIENTO: para 12 tripulantes

REQUERIMIENTOS: Desaladora-potabilizadora, radar, GPS, GMDSS, comunicaciones por satélite Inmarsat B y C, sistema de gobierno de emergencia, calefacción, bombas de lastre, sistema de corrección de escora mediante tanques de lastre líquido.

2. Filosofía del proyecto

En este proyecto de velero de regatas se ha pretendido conseguir de forma resumida un diseño capaz de realizar una regata de circunnavegación siguiendo los pasos que cualquier oficina de diseño daría. Para ello se ha contado con una serie de herramientas informáticas del más alto nivel.

La espiral de proyectos de un barco de este tipo parte de una retroalimentación de proyectos anteriores o una base de datos. En nuestro caso este paso ha sido uno de los más difíciles debido a la falta de información y datos de barcos participantes en la regata Volvo Ocean Race.

2.1. Análisis de las condiciones de navegación.

Uno de los primeros pasos ha sido analizar las condiciones meteorológicas que se va a encontrar el barco. Estas condiciones determinarán el diseño de nuestro barco, en especial el diseño de formas y apéndices.

Una vez obtenidos estos datos meteorológicos se conoce la intensidad y dirección del viento aparente que define la condición de navegación media de nuestro barco.

2.2. Diseño bajo la clase VO60.

Este proyecto ha de cumplir una normativa restrictiva como es la clase Volvo Ocean 60. Esta normativa establece una serie de limitaciones geométricas, de estabilidad, de pesos, constructivas, de arboladura, etc. Nuestra labor será diseñar un barco que cumpliendo esta normativa sea lo más competitivo posible.

Los barcos creados bajo esta norma son barco de unos 60 pies de eslora quilla con bulbo y un solo timón a popa. Su arboladura será de tipo Sloop (un solo mástil). Su peso en rosca ha de superar los 13500 kg y han de tener una estabilidad positiva de al menos 142° con el peso de la tripulación a bordo. Estos barcos incluyen un sistema de lastre líquido que contrarresta la escora producida por el empuje de las velas y permite navegar con menores escoras a igualdad de área vélica. El diseño estructural ha de superar ciertos mínimos incluidos en la norma VO60 además de los indicados en la Guía ABS de construcción y clasificación de yates de regatas oceánicos.

2.3. Diseño Hidrodinámico.

Este es el punto al que se ha dedicado mayores recursos y tiempo en este proyecto. Se ha pretendido obtener un diseño optimizado hidrodinámicamente. Para esto se ha recurrido tanto a la variación de formas conocidas como a la creación de formas totalmente nuevas.

Para realizar esta optimización de diseños se han usado una serie de herramientas de diseño y análisis de formas que pasamos a enumerar.

Herramientas de diseño y optimización:

Maxurf: Programa de creación de formas. Usado para la creación de los cascos y para la variación paramétrica de los mismos.

GiD: Interface para el calculo CFD. Este programa se uso para el preproceso CFD (mallado de las geometrías) y para el análisis de los resultados obtenidos con el CFD.

Tdynlin: Código CFD de paneles, potencial no lineal. Este CFD desarrollado en la ETSIN sirvió para comparar cualitativamente la resistencia por formación de olas de las carenas analizadas.

Delft IV: Con este nombre llamamos a la serie sistemática de análisis de yates de la universidad de Delft. Se programó una utilidad que calculase la resistencia residual de las distintas carenas a estudio a partir de un polinomio y unos coeficientes publicados por dicha universidad.

Xfoil: Código de análisis de perfiles 2D. Es un código potencial con acoplamiento de capa límite. Con este código se pueden estudiar las características de resistencia y sustentación de cualquier tipo de perfil hidrodinámico.

Hidromax: Programa de cálculos hidrostáticos y estructurales.

Span: Programa de predicción de velocidad (VPP) con este programa podemos calcular la velocidad de nuestro diseño con distintas condiciones de viento y para todos los ángulos respecto al viento aparente posibles.

2.3.1. Diseño del casco.

Debido a las condiciones meteorológicas se espera que estos barcos puedan alcanzar altas velocidades. Estas altas velocidades permiten junto al bajo desplazamiento del barco permiten que se produzcan efectos sustentatorios en el casco y el barco consiga navegar en condición de planeo. Para conseguir este planeo se ha dotado a nuestro diseño de formas

planas en popa y una popa de espejo. Este planeo se produce con vientos portantes y de cierta intensidad.

Uno de los coeficientes que mejor definen el diseño de un yate es el coeficiente prismático C_p ; este coeficiente tiene un papel muy importante en la resistencia residual del casco. En el diseño de nuestro casco se ha estudiado la variación que este coeficiente tiene en la resistencia por formación de olas. Se ha comprobado mediante CFD que a altas velocidades a mayor C_p se produce una menor resistencia por formación de olas.

2.3.2. Diseño de apéndices.

Hemos seleccionado los perfiles de los apéndices para adecuarlos a su función.

El perfil de la quilla ha sido seleccionado para intentar que el flujo se mantenga lo más laminar posible. Usando la herramienta informática Xfoil, se han calculado las polares de Sustentación frente a resistencia de los perfiles de varios perfiles NACA y se ha seleccionado uno que cumpliendo los espesores mínimos que proporcionen resistencia en la quilla proporcionen una menor resistencia y un comportamiento laminar máximo.

El perfil del timón ha sido seleccionado de entre los perfiles NACA turbulentos. Es de suponer que el timón trabajará a mayor ángulo y en un flujo mucho más perturbado que la quilla, por tanto hemos decidido usar uno de los perfiles NACA especialmente diseñados para este tipo de flujo, los perfiles NACA de cuatro dígitos. De nuevo hemos usado Xfoil para dibujar las polares de estos perfiles y seleccionar el óptimo.

La apuesta más fuerte de este proyecto se centra en la hidrodinámica de la carena y su optimización. Se han usado

Otras herramientas como ensayos en canal y tunel de viento han tenido que obviarse por razones

Se ha pretendido con este proyecto diseñar un barco de regatas

Figura I.

Como no se trata de un proyecto real sino de un proyecto académico, tendremos que obviar los pasos que por imposibilidad de medios y recursos

no se pueden alcanzar. Por tanto no podemos disponer de Pruebas de mar ni de formas recientes, tampoco se podrá usar un canal de ensayos ni un túnel de viento para optimizar formas. Las herramientas y elementos de que dispondremos para llevar a buen puerto este proyecto serán:

- Formas geométricas de un barco Clase W.O.R.60 (Clase anterior a V.O.60) cedido por el Ingeniero Manuel Ruiz de Elvira
- Tdynlin®: Código CFD potencial con superficie libre desarrollado en la ETSIN [8]
- Xfoil: Código de paneles para análisis de perfiles 2D.
- GiD®: Programa de pre y post proceso de geometrías, para su mallado y posterior cálculo con el CFD.
- Maxsurf®: Programa de creación y modificación de geometrías, espacialmente diseñado para el campo naval.
- Span®: Programa de predicción de velocidad (VPP) para análisis de veleros.
- Hidromax®: Programa de cálculos hidrostáticos y estructurales.
- Rhinoceros®: CAD 3D de uso general.

3. Problemas principales del proyecto.

El principal problema en este tipo de proyectos es la falta de información. La información directa por parte de diseñadores y constructores de este tipo de barcos ha sido nula. La información más directa que hemos podido usar se encontraba en la página web de los promotores de la regata [12], en ella se ofrecían imágenes y reportajes de los distintos barcos y tripulaciones que participaron durante la anterior edición de la regata.

La información encontrada en la bibliografía especializada, es de carácter general, centrándose en barcos de tipo crucero más que en barcos de regata puros. La información más verosímil y actualizada se ha encontrado en los "papers" del Chesapeake Sailing Yacht Symposium [2]. Este simposium se centra en los avances aparecidos en el mundo de la vela con especial interés en la vela de competición. Otra fuente de información actualizada ha sido el curso de yates impartido en la ETSIN.

4. Metodología y criterios aplicados en el desarrollo del proyecto.

La primera fase de proyecto consistió en la lectura y análisis del documento de la Clase VO60 [1]. Este análisis, junto con una base de datos

de veleros participantes en regatas anteriores nos indica las tendencias tanto en diseño como en construcción de este tipo de barcos.

Lo fórmula principal de esta clase es la que limita tanto las dimensiones del casco como las dimensiones de la arboladura. Analizada esta fórmula se llegó a que la máxima eslora posible en flotación en lastre sería de 17.344 m. El calado se restringía a 3.75 m y la manga a 5.25 m. Junto con estas restricciones dimensionales aparecía restricciones referentes a estabilidad y peso mínimo exigible. Con estas limitaciones se diseñaron unas formas que maximizasen la eslora para tener el mayor potencial de velocidad, maximizasen la manga para aumentar la eficacia del lastre líquido que permite la regla y maximizasen el calado para poder bajar el centro de gravedad del barco mediante un bulbo de plomo. Todo esto manteniendo el mínimo desplazamiento permitido. La minimización del desplazamiento puede parecer un decisión precipitada, ya que puede suponer un riesgo en cuanto a resistencia estructural como se ha visto en algunos barcos de Copa América. En nuestro caso tanto la Regla VO60 como la Guía ABS imponen fuertes coeficientes de seguridad en la construcción tanto del casco como de la estructura. Por tanto se asume en principio un desplazamiento mínimo y después, durante el análisis estructural vemos como somos capaces de dimensionar un casco y una estructura que cumplan con ese desplazamiento mínimo y a su vez cumplan con ABS y las restricciones VO60.

4.1. Creación del casco.

El siguiente paso una vez decididas las dimensiones principales es crear un casco. A la hora de decidir las formas del barco es importante conocer como va a navegar este barco, no es lo mismo diseñar un casco para competir en regatas de Match-Race que diseñar un casco para Copa América o para una regata vuelta al Mundo, independientemente de las diferencias en cuanto a restricciones de reglamento. En el proyecto se analizo la ruta que siguen estos barcos en su regata vuelta al mundo con escalas. Uno de los resultados de este análisis fue que los barcos suelen navegar con rumbos portantes más que con rumbos cerrados respecto al viento. La media calculada fue de un ángulo de viento aparente de 135° con una intensidad media de velocidad de viento de 8.06 m/s o 15.67 nudos.

Este ángulo de viento con esta intensidad relativamente alta, nos permite alcanzar altas velocidades. Por el ángulo del viento podemos asegurar que estos barcos son capaces de planear, esto quiere decir que los efectos de sustentación en el casco pueden ser lo suficientemente grandes como para permitir una reducción en la resistencia al avance cuando se alcanza determinada velocidad en vientos portantes. Para facilitar este estado de planeo es necesario diseñar un casco que lo facilite. Esto se ha conseguido con fondos relativamente planos y una popa de espejo cuando navega en esa condición de vientos portantes a altas velocidades. Este espejo que facilita el planeo, es un freno cuando navegamos con ángulos de viento relativo más cerrados. En estos casos en los que se navega con mayor escora y menor velocidad total pero mayor Velocidad contra el viento (VMG "Velocity

Mede Good”), se ha diseñado el casco para que, moviendo hacia proa el centro de gravedad, saquemos el espejo del agua y naveguemos en mejores condiciones hidrodinámicas. Para mover a proa o popa el centro de gravedad se puede jugar con el peso de la tripulación, el peso de las velas almacenadas, y sobre todo con el agua de los tanques de lastre. Estos tanques están subdivididos longitudinalmente en cuatro espacios independientes que pueden ser llenados o vaciados a voluntad.

4.2. Análisis de las carenas.

Con las ideas básicas de nuestro casco, se comenzó la fase de diseño analizando unas formas suministradas de barcos de anteriores ediciones y creando unas formas propias adaptadas a las necesidades analizadas previamente. Con la ayuda de programas de diseño de formas, el CFD, y el análisis por serie sistemática se crearon y analizaron hasta 5 formas diferentes. El proceso de análisis comienza con la creación o modificación de alguna carena. Estas modificaciones pretendían variar alguna de las características antes mencionadas cambiando alguno de los parámetros del barco, (C_p , relación manga /Calado, LCB, Espejo de popa,...). La carena se estudiaba en una primera fase con la serie sistemática Delft IV. Esta serie sistemática, proporciona datos de resistencia residual de carenas de yates. Hemos seleccionado esta serie frente a la Delft III, por sus resultados mas realistas, la serie Delft III analiza carenas hasta Froude 0.75 con efectos de planeo y la serie IV solo analiza hasta Fr 0.6 sin planeo. Pero hemos comprobado como los resultados de la serie IV son muy divergentes incluso para los propios barcos ensayados en la serie. Los propios creadores de la serie (universidad Delft) han reconocido el problema y lo solventaron cuando apareció la serie IV. Con estas series sistemáticas analizamos variaciones grandes en los parámetros del barco, incluso tenemos estudios en los que se analiza la variación de la resistencia residual cuando variamos alguno de los coeficientes del casco. Los resultados de esta serie sirven como primer filtro en el diseño de nuestra carena. Una vez decididos los cinco casco de nueva creación que queríamos analizar en profundidad se procedió al análisis CFD de los mismos. Con un programa de mallado se mallaron los casco y las superficies libres para adaptarlos a una matriz de ensayos que incluía velocidades de 8, 9.5, 11 ,12.5 y 14 nudos. La imposibilidad de disponer de una versión del CFD que analizase carenas no simétricas, impedía el análisis de las carenas con escora y deriva. Otro estudio fue el análisis de las carenas con 1º de trimado para las velocidades más altas, 12.5 y 14 nudos. Este estudio simulaba las condiciones de planeo a altas velocidades. Todos los estudios se llevaron a cabo con los mismos apéndices, estos apéndices fueron creados a partir de un bulbo y un timón de la clase Copa América adaptándolos al tamaño y servicio de nuestro barco.

Los resultados del estudio con CFD son mapas de distribución de coeficientes de presión sobre el casco, mapas de velocidades sobre el casco y sobre la superficie libre, mapas de deformaciones en la superficie libre y cortes de olas paralelos a crujía. La principal herramienta usada en la optimización de formas han sido los cortes de olas. Si conseguimos unas

formas que presenten menor altura de ola generada, tendremos la forma con menor resistencia por formación de olas. La resistencia viscosa la consideramos de similar valor en todas las carenas y de difícil optimización, por tanto no se calculó en esta fase de creación de formas.

Con estos cortes de olas y su integración respecto al eje horizontal, se obtuvo un valor numérico que sirvió de índice de calidad a la hora de decidirnos por una de las carenas.

Los apéndices se crearon pensando en un barco que navegará en rumbos portantes con poca deriva, esto nos llevó a crear una quilla recta de dimensiones mínimas con una altura suficiente para colocar el bulbo lo más bajo posible. Estos apéndices no han de generar tanta sustentación como los destinados a regatas Match-Race donde se navega con ángulos muy cerrados de ceñida.

Los perfiles de la quilla y timón se optimizaron para que en el caso de la quilla mantuviese la capa laminar lo máximo posible, y en el caso del timón se asumía su comportamiento dentro de un flujo turbulento y por tanto se optó por seleccionar un perfil turbulento con la menor resistencia posible y una sustentación aceptable. Para estos análisis se usó el programa Xfoil, que calcula coeficientes de resistencia y sustentación para cualquier tipo de perfil 2D. En nuestro caso hemos restringido nuestro estudio a perfiles tipo NACA, de los que disponíamos de sus definiciones 2D.

Una vez seleccionada la carena y los apéndices se procedió a la definición del aparejo. Este queda limitado por la norma VO60, se realizó un estudio con herramientas VPP para optimizar las dimensiones del triángulo de proa, obteniendo de esta forma los valores que definen las dimensiones principales y los centros de presión aerodinámicos. Con estos valores se pueden posicionar los apéndices. Para esto es necesario adoptar un valor muy importante llamado "Lead" que define la separación longitudinal del centro de presiones aerodinámico e hidrodinámico. En este punto se recurrió a valores propuestos en la literatura especializada [7], siendo este valor el 10% de la eslora de flotación. Con este valor y las dimensiones de los apéndices, posicionamos los mismos, definiendo de esta manera las formas generales de nuestro barco.

4.3. Materiales de construcción.

Las posibilidades de construcción de este tipo de buques son: construcción monolítica y construcción sándwich. La construcción monolítica se compone de una única capa de resina reforzada con fibras. La construcción sándwich se compone de dos pieles de resina reforzada con fibras separadas por una capa intermedia de espuma o madera de balsa. Con la opción sándwich podemos obtener estructuras más ligeras a igualdad de resistencia. El inconveniente es económico, debido a la necesidad de procesos de vacío y de mano de obra especializada para realizar este tipo

de construcción. En nuestro caso prima la calidad y por tanto se decidió usar estructura sandwich.

Los materiales usados en esta estructura podían ser fibra de vidrio, fibra de arámida (Kevlar); resinas de poliéster, epoxi o vinilester; espumas de PVC, SAN o madera de balsa. En nuestro caso hemos seleccionado una estructura compuesta por pieles de tejido a base de arámida con capa externa de vidrio, todo ello usando matriz de resina epoxi. El material del núcleo ha sido espuma de SAN.

La elección del refuerzo de kevlar y Vidrio ha sido debido a la baja densidad del kevlar junto con su excelente comportamiento a tracción. El vidrio ha sido necesario para mejorar las pobres características a compresión del kevlar así como para mejorar la resistencia a la abrasión del mismo. La matriz de epoxi ha sido seleccionada por ser la más resistente de las tres propuestas, así como la más estable al paso del tiempo y a los agentes externos. La espuma de SAN ha sido seleccionada por su mejor comportamiento a cortante frente a la espuma de PVC siendo el resto de características muy similares.

Los materiales permitidos en el mástil son material compuesto o aluminio. En las ediciones anteriores de esta regata sólo se permitía aluminio. En el momento en que se permitieron otros materiales, todas las unidades participantes optaron por usar mástil de carbono con matriz epoxi. Esta elección maximiza la resistencia con un menor peso frente al aluminio. En nuestro caso hemos seleccionado esta combinación para el mástil, botavara, tangón y crucetas.

El bulbo será de aleación de plomo-antimonio. Esta aleación tiene la alta densidad del plomo y una resistencia mayor debido a las pequeñas proporciones de antimonio.

4.4. Propulsión a motor.

No siendo una de las condiciones naturales de navegación de este barco, se ha estudiado la motorización del mismo. Esta motorización incluye un motor de 41 kW solo usado en emergencias conectado a una hélice plegable. Con este motor hemos estimado que se podría alcanzar una velocidad de 7.7 nudos al 90% del MCR.

También se instala un motor auxiliar cuya misión será generar electricidad para cargar las baterías así como mover la bomba de lastre y hacer funcionar la desaladora acoplada a él. Este motor tendrá una potencia de 20.9 kW y su uso no está restringido por las reglas de la regata. El uso de este motor nos evita el tener que cargar agua dulce en abundancia, ya que la generaremos durante cada etapa de la regata.

4.5. Instalación eléctrica.

Debido a que tenemos tanto consumidores a 12 como a 24 V, hemos decidido instalar un sistema de generación y almacenamiento a 12V y un sistema de transformación DC/DC de 12 a 24 V para alimentar los consumidores a 24 V, que son menos que los alimentados a 12 V.

El sistema eléctrico está basado en un sistema de baterías que son cargadas periódicamente mediante un alternador instalado en el motor auxiliar. Este motor se ha de conectar durante al menos 2 ½ horas al día para asegurar tanto la carga de las baterías como la generación de suficiente agua potable. En caso de emergencia se puede usar el alternador del motor propulsivo para generar la electricidad de carga de las baterías.

4.6. Propulsión a vela.

La propulsión de este barco será a vela con aparejo tipo Sloop. Esto quiere decir que tendrá un solo mástil con botavara. Las limitaciones de la regla obligan a diseñar un aparejo fraccionado, este tipo de aparejo se caracteriza por tener el puño de driza del génova por debajo del puño de driza de la mayor. Sobre el puño de driza del Spinnaker no se dice nada, por tanto hemos maximizado su altura y haremos que se puedan izar Spinnakers hasta la perilla del palo. Las crucetas guían los obenques y evitan la caída lateral del palo. Los obenques van desde la perilla del palo hasta la cubierta, donde se unen a la estructura del casco mediante cadenotes laminados al mamparo del mástil, especialmente diseñado para trabajar con estas cargas a tracción y con la compresión del mástil de forma que ambas cargas trabajen sobre ese mamparo y no se transmitan puntualmente al casco o a la cubierta. La caída longitudinal del palo se evita con las burdas. En este punto se presentó una variante que sería tener dos o tres juegos de burdas, uno unido al mástil a la altura del estay de proa y otro a menor altura para controlar la flexión del palo. En ese caso necesitaríamos una tercera sujeción del tramo superior del palo, el tramo que queda por encima del estay de proa. Para controlar ese tramo aparece la solución de colocar un backstay unido al espejo de proa en crujía. Esta solución adoptada en barcos con mayores de área reducida, nos impediría girar nuestra mayor debido a que se trata de una mayor muy cuadrada con mucha área alta, rozaría en el backstay o incluso no podría girar en viradas y trasluchadas. Para solucionar esto colocamos otro par de burdas que controlan ese tramo de mástil. Estas burdas, que están duplicadas trabajan en cada banda dependiendo de la escora a babor o estribor del barco.

La dimensión de las crucetas pueden sorprender si las comparamos con barcos IMS, en nuestro caso son bastante anchas, esto iría en contra de la idea de conseguir rumbos muy cerrados como es el caso de barcos IMS en ese caso con crucetas muy estrechas se consigue tener el génova más pegado a al mayor y conseguir menor ángulo de ceñida. En nuestro caso prima más la resistencia transversal del palo que conseguir ángulos

extremos de ceñida, que no serán los ángulos naturales de navegación en nuestra regata.

La maniobra de cubierta se ha diseñado pensando en la simplificación. Muchos de los winches son compartidos, de esta forma ahorramos peso y simplificamos la maniobra. La maniobra de la mayor se ha restringido a un solo winche central exclusivamente dedicado a esta tarea. Todos los winches son autoportantes, esto quiere decir que ellos mismos sujetan el cabo que están halando. Toda esta simplificación viene por la necesidad de realizar la maniobra entre 6 personas, ya que la tripulación de estos barcos se divide en dos guardias de 6 personas cada 6 horas.

5. Bibliografía.

- [1] Volvo Event Management UK Ltd. «The Volvo Ocean 60 Rule 2000», 2001.
- [2] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. ONNINK, R. «The Delft Systematic Yatch Hull (Series II) Experiments» The Tenth Chesapeake Sailing Yatch Symposium, 1991, pp 27-39.
- [3] GERRITSMA, J. KEUNING, J.A. VERSLUIS, A. «Sailing Yacht Performance in Calm and in Waves» The Eleventh Chesapeake Sailing Yatch Symposium, 1993, pp 233-245.
- [4] MCRAE, B. «Windward Performance of the AME CRC Systematic Yacht Series» RINA International Conference on The Modern Yacht, Portsmouth, UK, March 1998.
- [5] ALAEZ, J.A. CARRILLO, E.J. RUIZ DE ELVIRA, M. «Copa América. Ensayos de Veleros: Metodología de Ensayos e Influencia de Parámetros en la Selección de la Carena» XXXVIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, Barcelona, Noviembre 2000.
- [6] CLAUGHTON, A.R. WELLICOME, J.F. «Sailing Yacht Design (Theory)». Longman. 1998.

- [7] LARSSON, L. Y ELIASSON, R.E. «Principles of Yacht Design» (2º Edición). Adlard Coles Nautical, Londres 2000.
- [8] SOUTO, A., «Nuevas herramientas de diseño de formas de buques basadas en códigos de flujo potencial». Tesis Doctoral. Departamento de Arquitectura y Construcción Navales. E.T.S.I. Navales. U.P.M Madrid. 2001.
- [9] Centro Internacional para métodos numéricos en Ingeniería, CIMNE. GiD Manual de Utilización.
- [10] ROBERT MCNEEL & ASSOCIATES. Rhinoceros Nurbs modeling for Windows. User Manual. 1993-2001.
- [11] ABS Guide for Building and Classing offshore Racing Yachts 1994.
- [12] WWW.2002.volvooceanrace.org
- [13] WWW.knmi.nl

Proyecto 1529

Velero Clase
“Volvo Ocean 60”

- Diseño adaptado a una regata vuelta al mundo por etapas.



REGLAS CLASE VO60

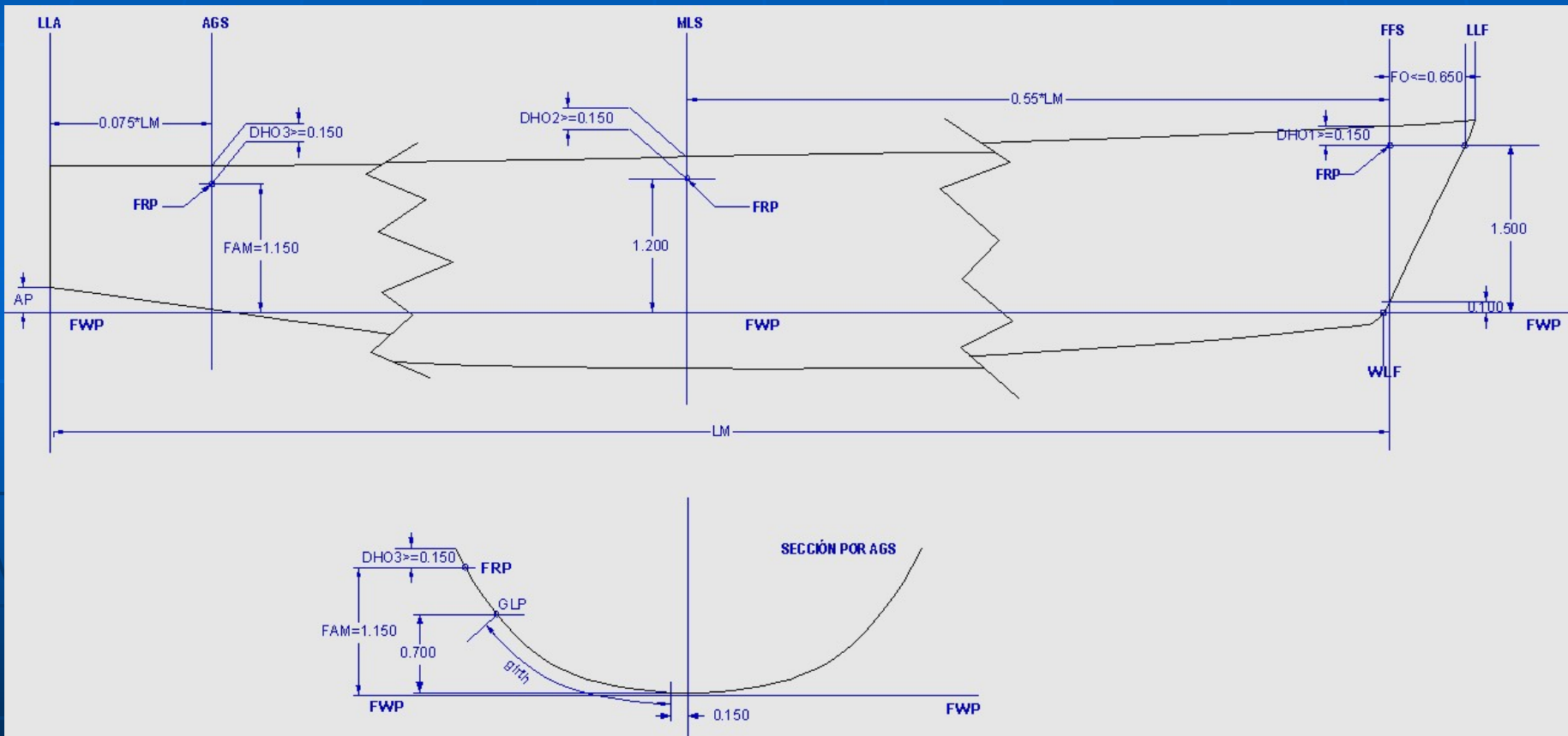
- Limitaciones geométricas del casco.

$$L = LM + 1.25 * GLA$$

$$L \leq 23.500 \text{ m.}$$

$$LM \geq 18.000 \text{ m}$$

$$GLA \geq 3.800 \text{ m.}$$



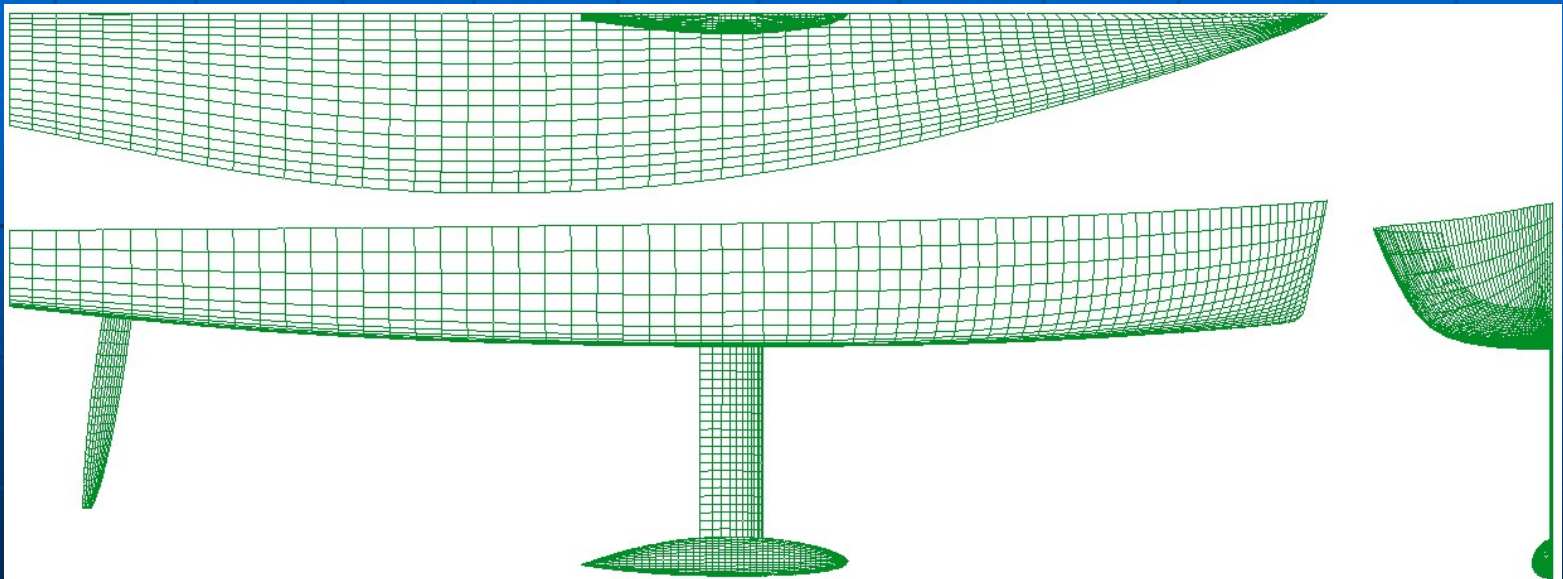
REGLAS CLASE VO60

Otras limitaciones

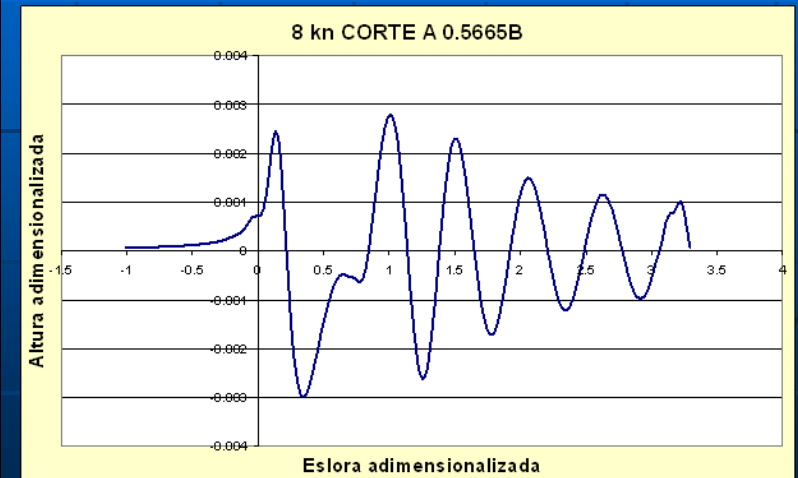
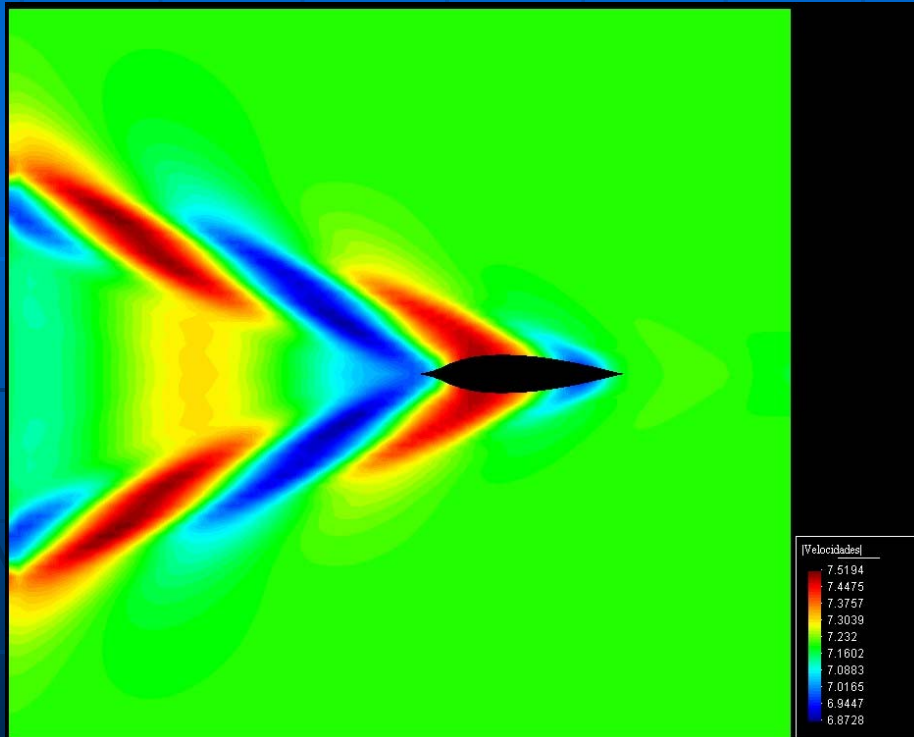
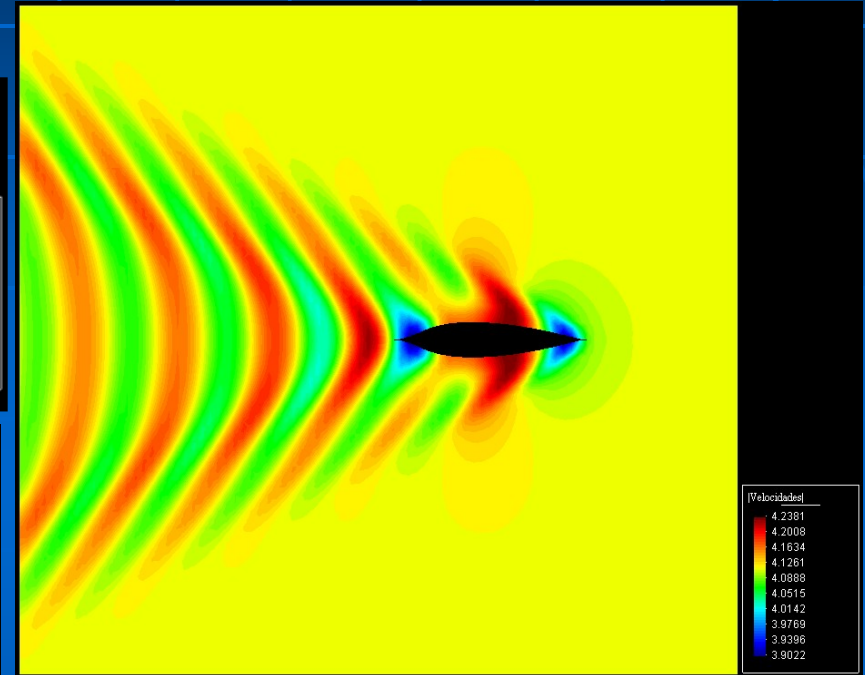
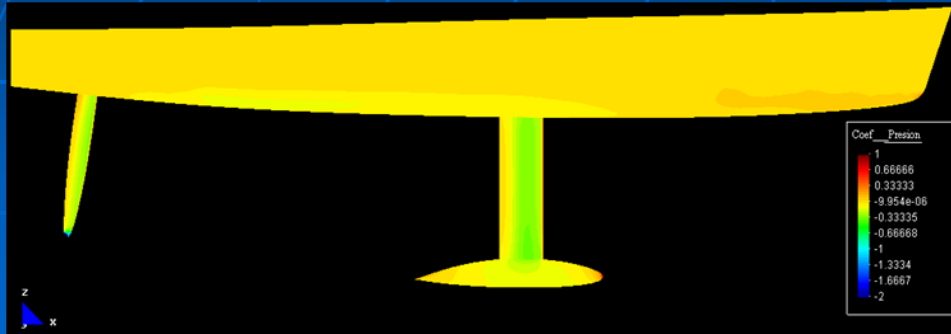
- Desplazamiento mínimo: 13500 kg
- Limitaciones en el aparejo: Tipo Sloop
- Máximo lastre líquido permitido: 5000 litros
- Cinco compartimientos estancos como mínimo.
- Requerimientos mínimos de estabilidad: 142° de estabilidad positiva en avería (cualquier compartimiento estanco inundado)
- Escantillonado bajo ABS ORY

ANALISIS CFD DE LAS CARENAS

- PREPROCESO (GiD): Mallado de casco y superficie libre con.
- CALCULO (Tdynlin): Módulo CFD de paneles, código potencial lineal.
- POSTPROCESO (GiD): Análisis de resultados, coeficientes de presión, deformación de la superficie libre, velocidades sobre el casco y en la superficie libre, cortes de olas.

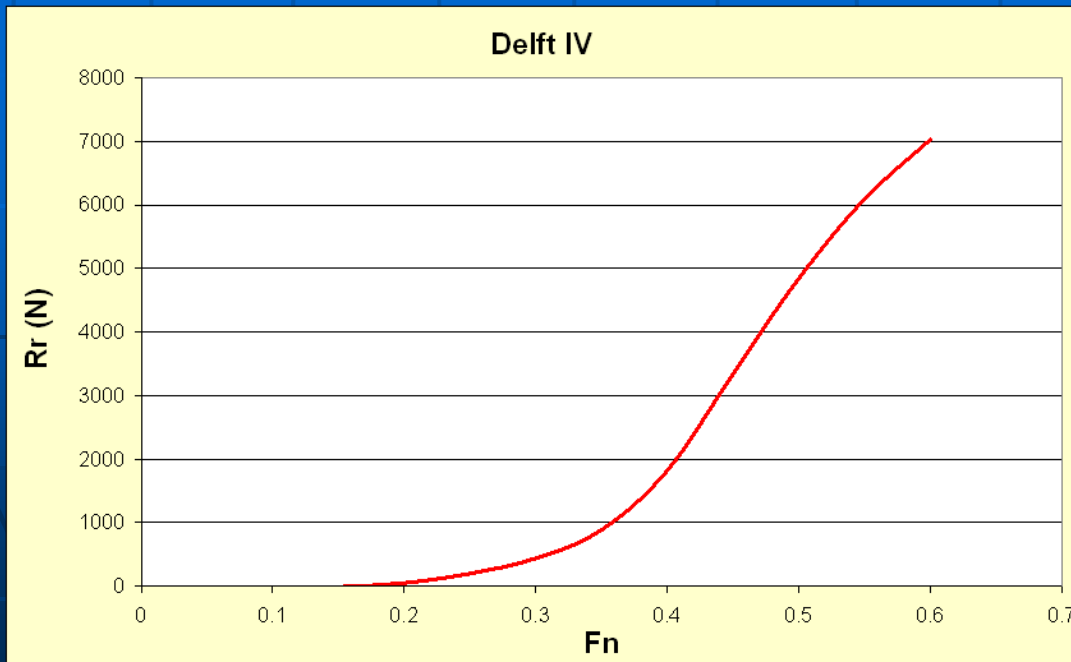


RESULTADOS OBTENIDOS



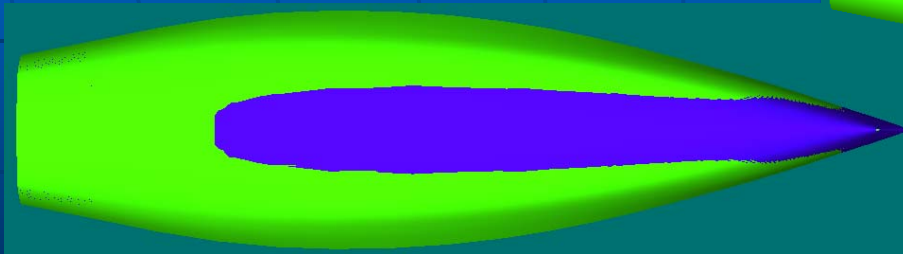
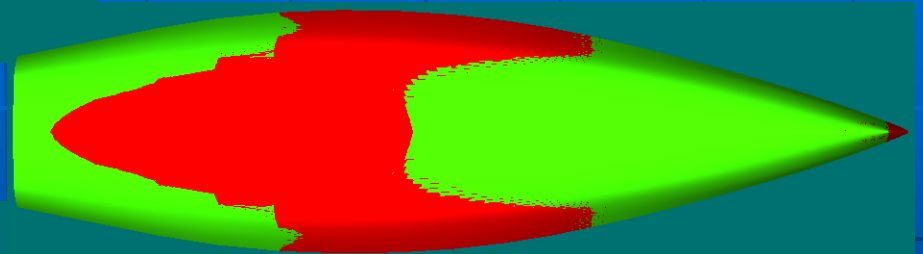
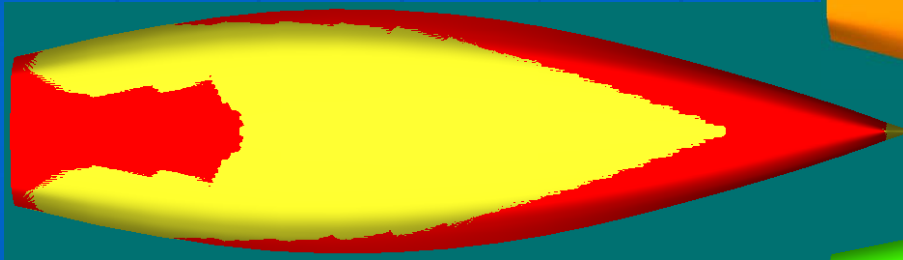
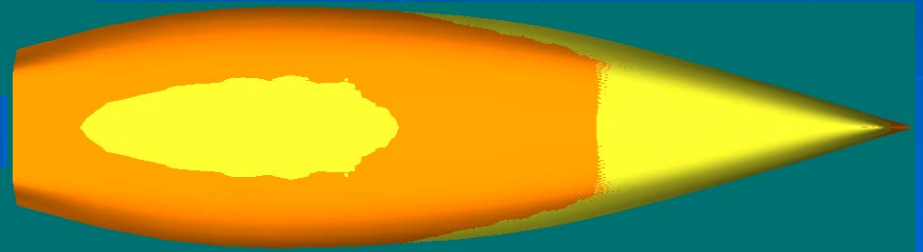
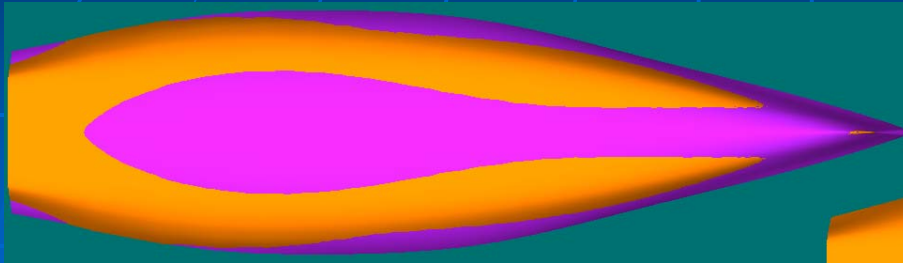
ANALISIS DE LAS CARENAS MEDIANTE SERIE SISTEMATICA (DELFT IV)







$$\frac{R_r}{\nabla_c 10^3 g} = a_0 + \left(a_1 \frac{LCB_{fpp}}{L_{wl}} + a_2 C_p + a_3 \frac{\nabla_c^{2/3}}{A_{wl}} + a_4 \frac{B_{wl}}{L_{wl}} \right) \frac{\nabla_c^{1/3}}{L_{wl}} + \left(a_5 \frac{\nabla_c^{2/3}}{S_c} + a_6 \frac{LCB_{fpp}}{LCF_{fpp}} + a_7 \left(\frac{LCB_{fpp}}{L_{wl}} \right)^2 + a_8 C_p^2 \right) \frac{\nabla_c^{1/3}}{L_{wl}}$$



Resistencia Residual

CREACION DE CARENAS



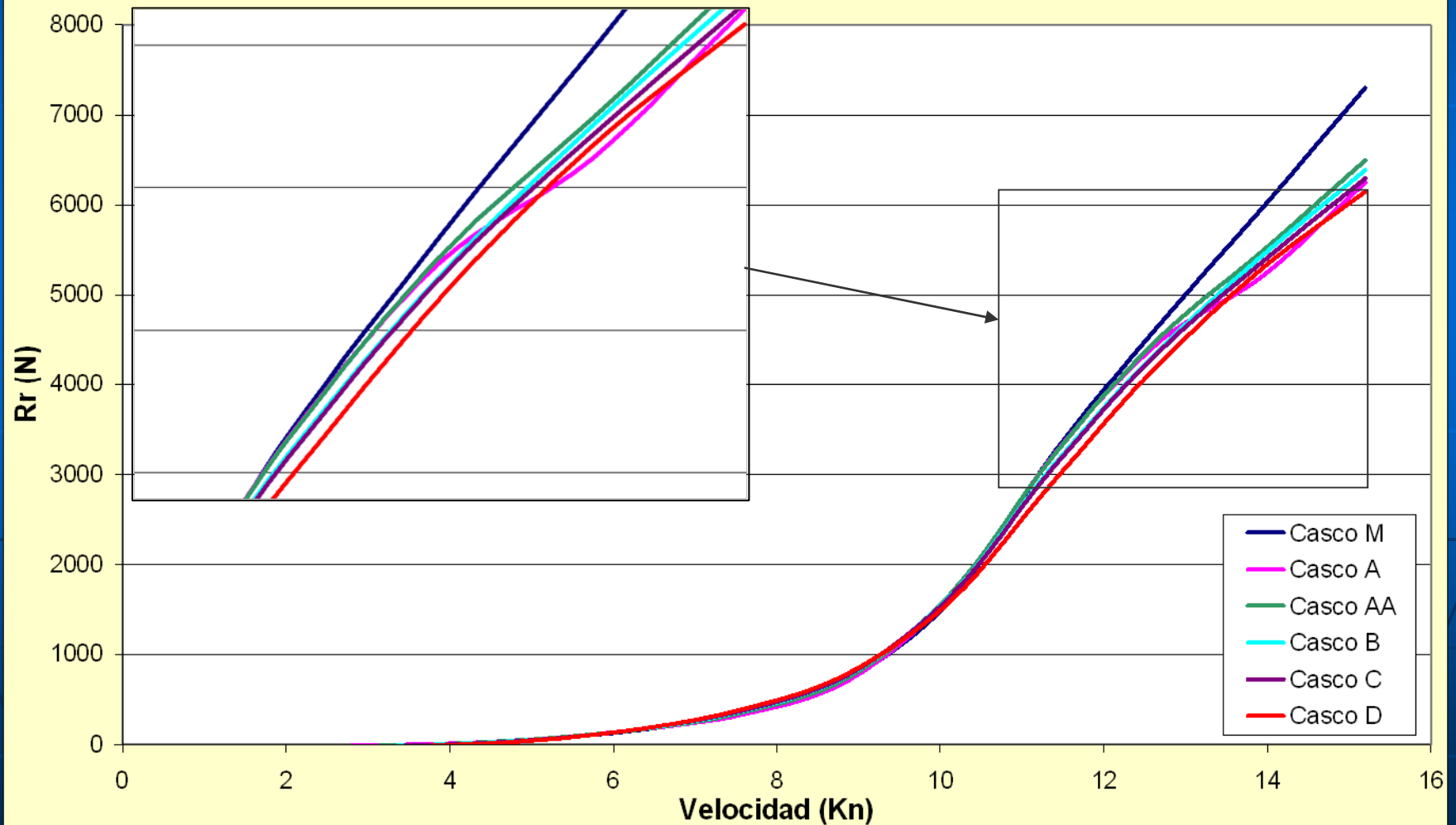
		Cp
Casco M		0.552
Casco A		0.539
Casco AA		0.552
Casco B		0.564
Casco C		0.571
Casco D		0.592

MATRIZ DE ENSAYOS

- Velocidad: 8kn, 9.5kn, 11kn, 12.5kn, 14kn.
- Trimados: 0° para todas las situaciones de velocidad y 1° para las velocidades de 12.5 y 14kn, manteniendo los desplazamientos originales.
- Escora: 0° en todas las condiciones de velocidad y trimado.
- Deriva: 0° en todas las condiciones de velocidad y trimado.

RESULTADOS serie DELFT

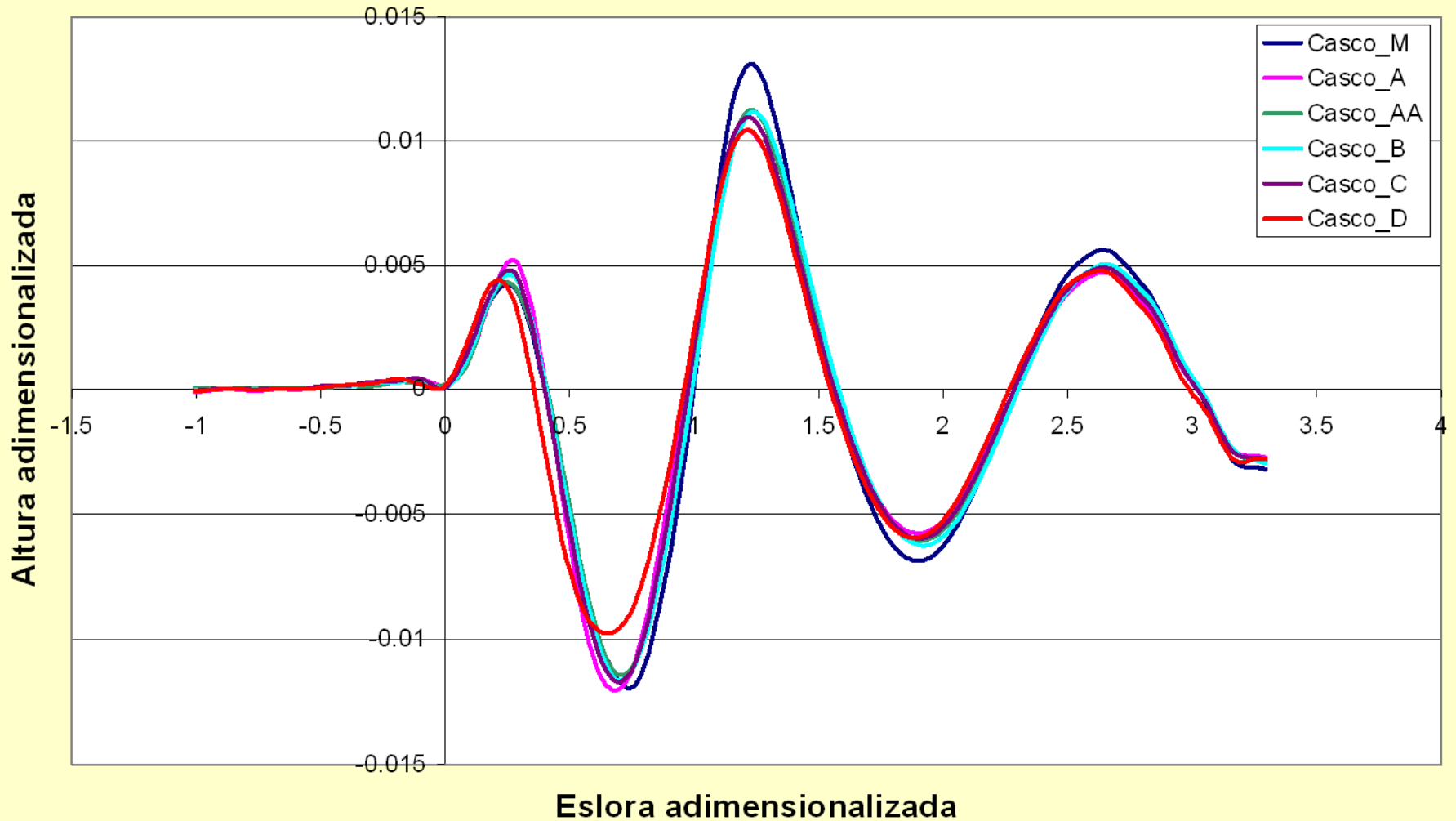
Delft IV



RESULTADOS

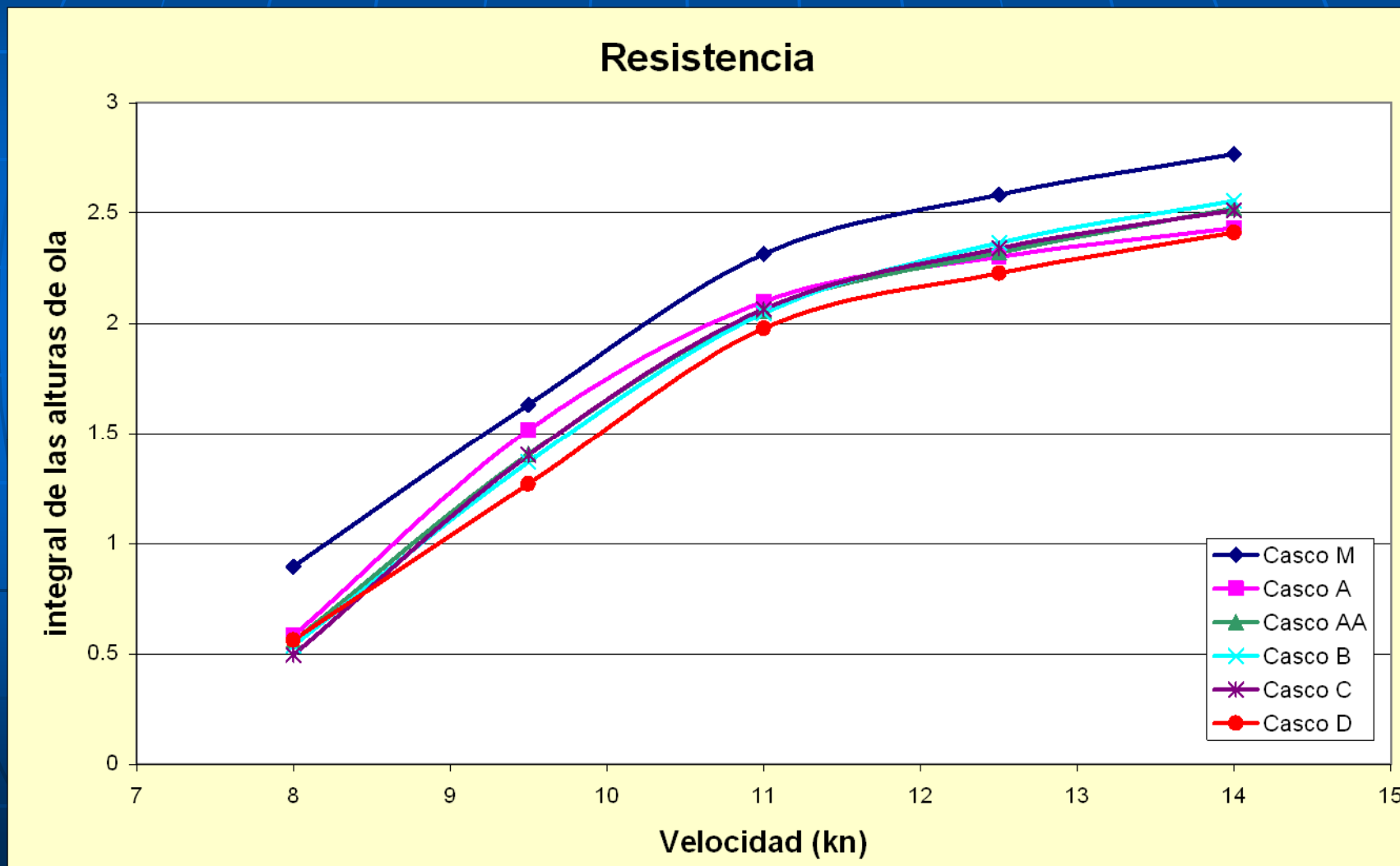
cortes de olas

12.5 kn CORTE A 0.5665B



RESULTADOS

integral de la altura de olas

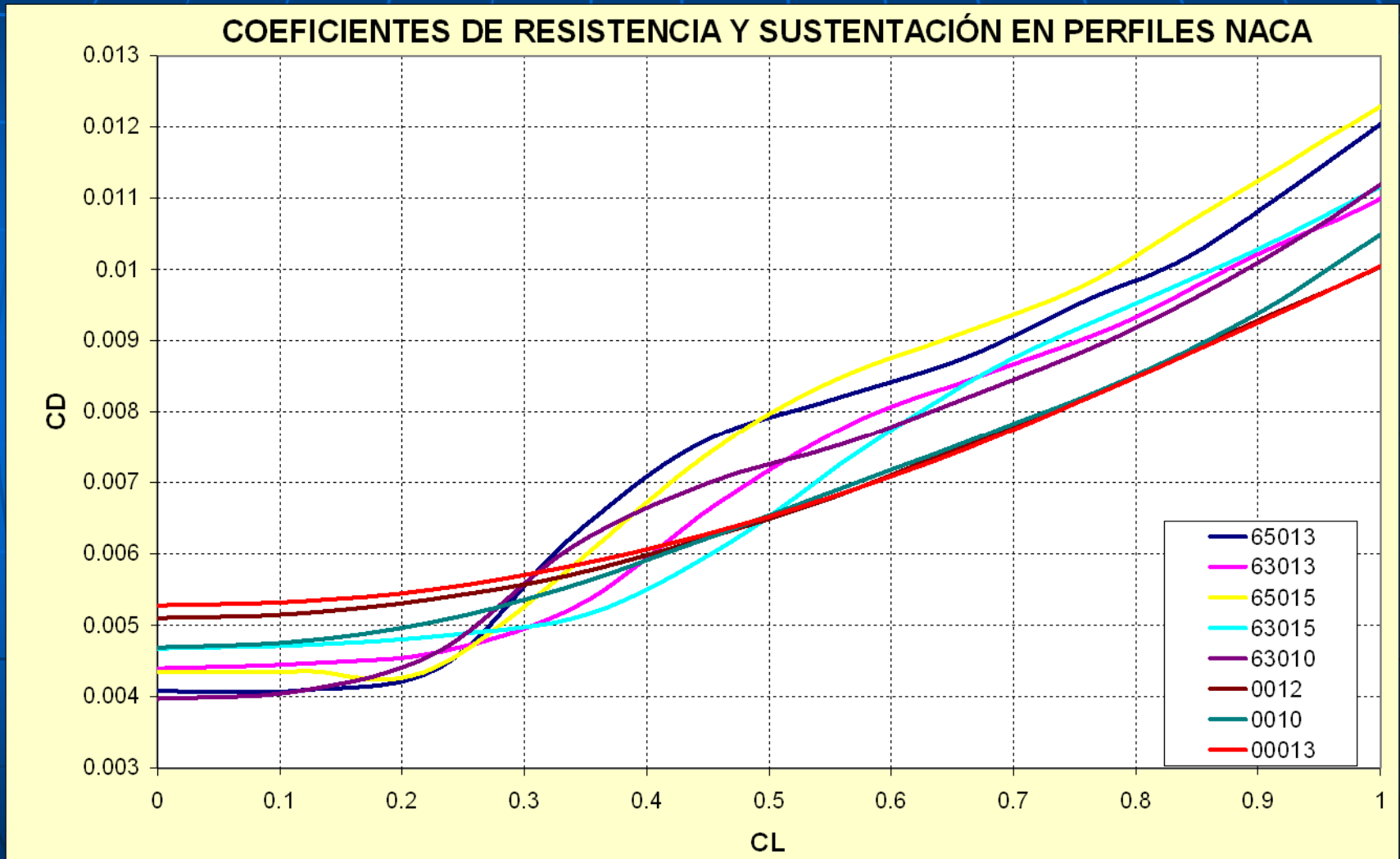


ANALISIS DE PERFILES

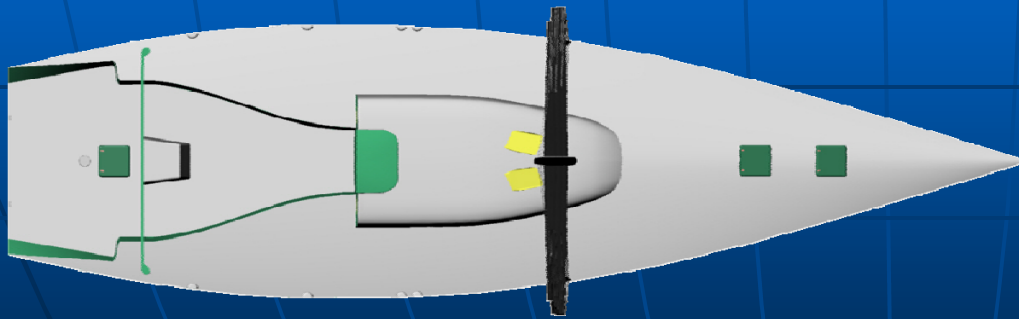
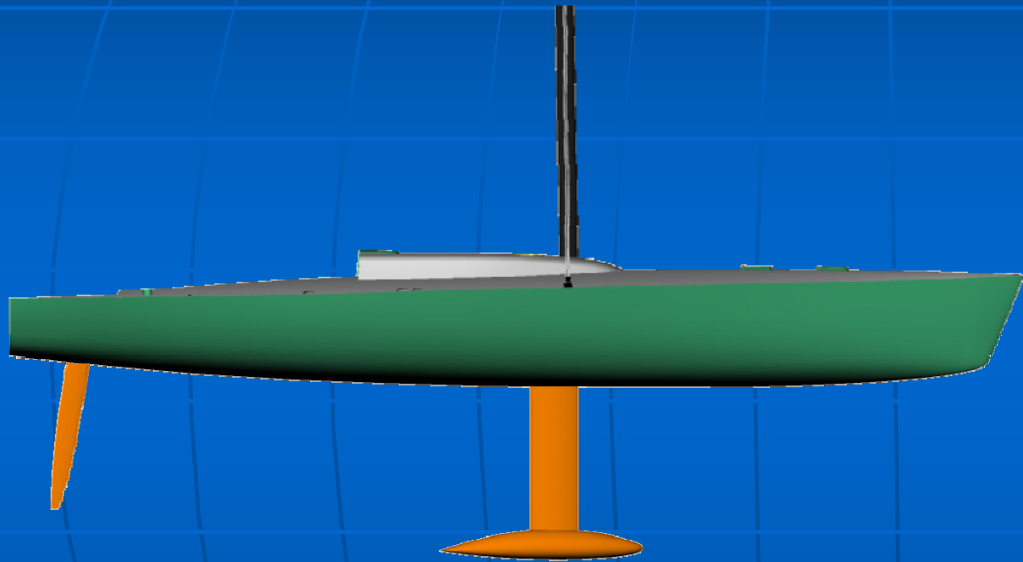
- Programa Xfoil: Código de paneles potencial con acoplamiento de capa límite e interacción viscoso-no viscoso.
- Cálculo de polares de diferentes perfiles a un R_n de $3E6$



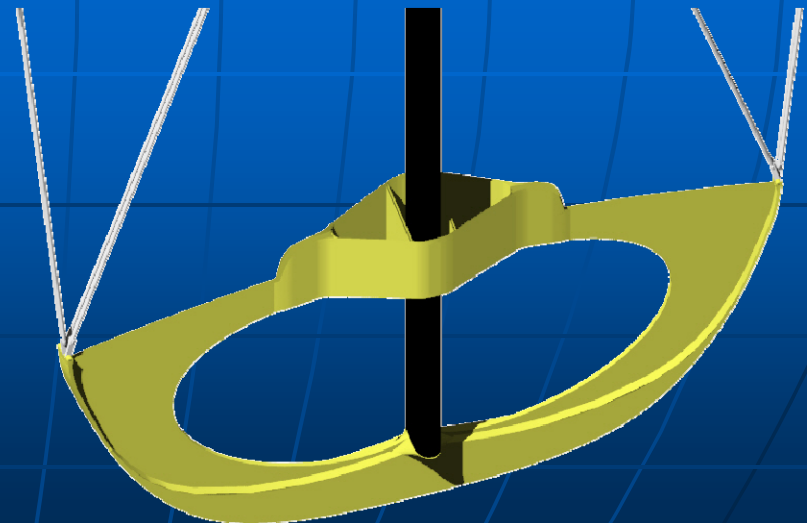
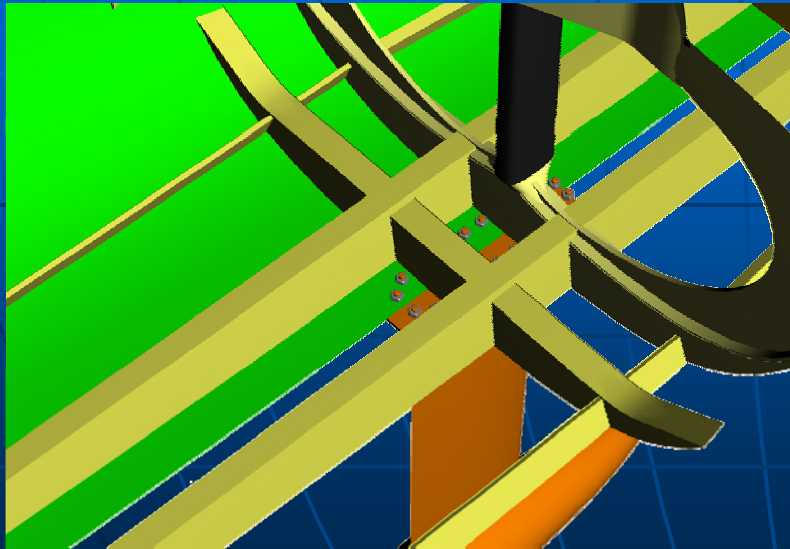
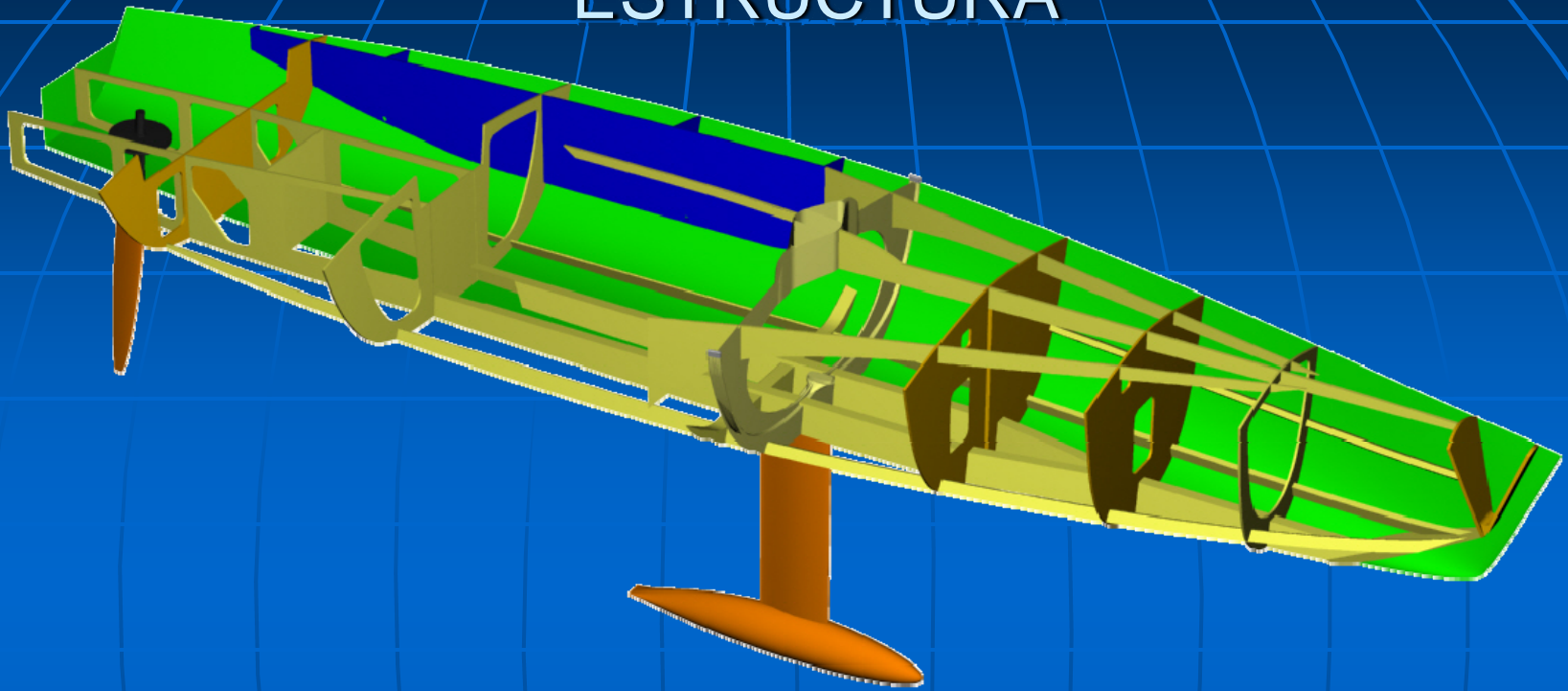
CURVAS DE SELECCION DE PERFILES

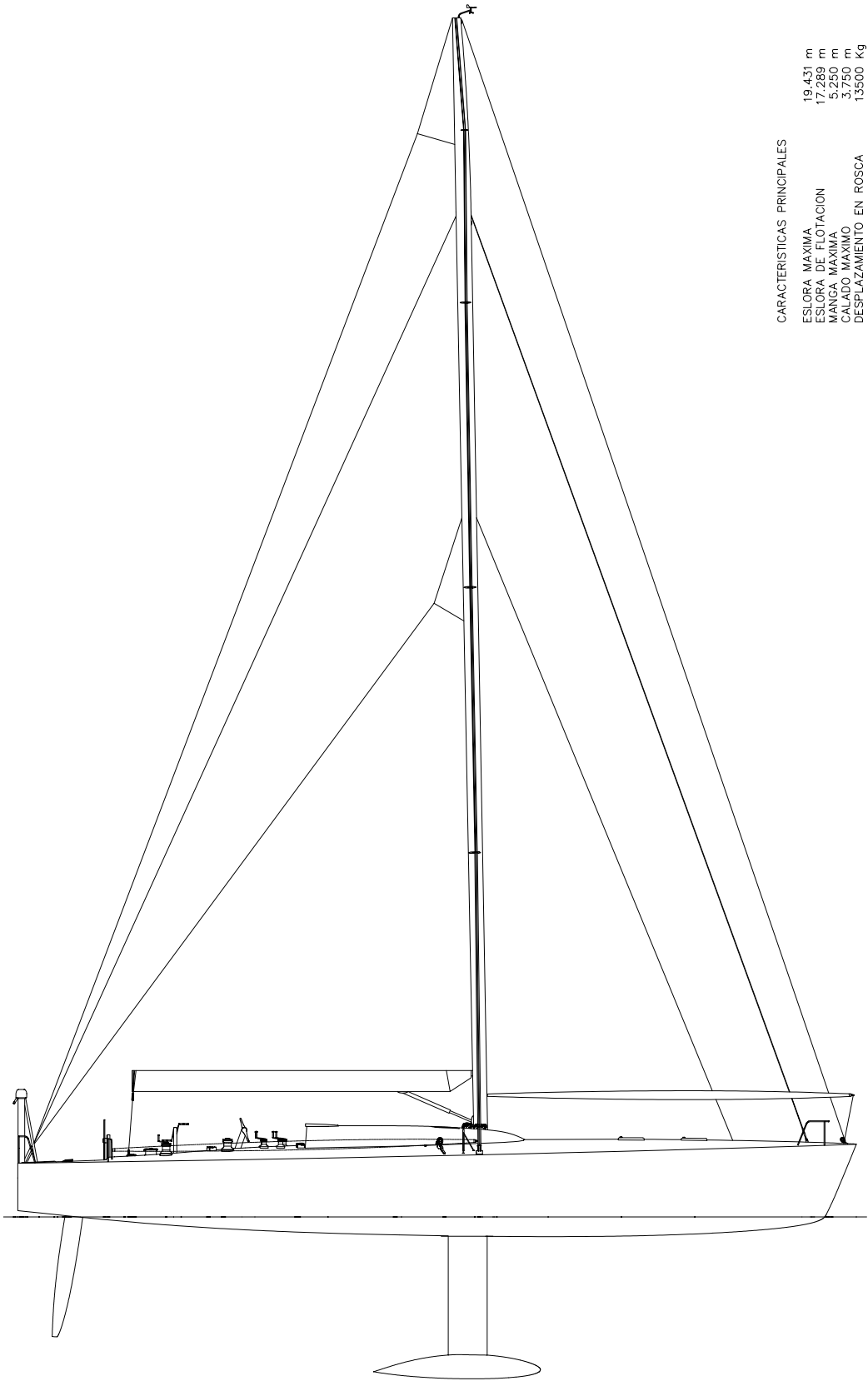
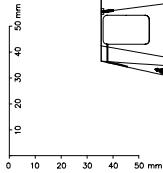


MODELO 3D



ESTRUCTURA





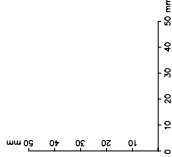
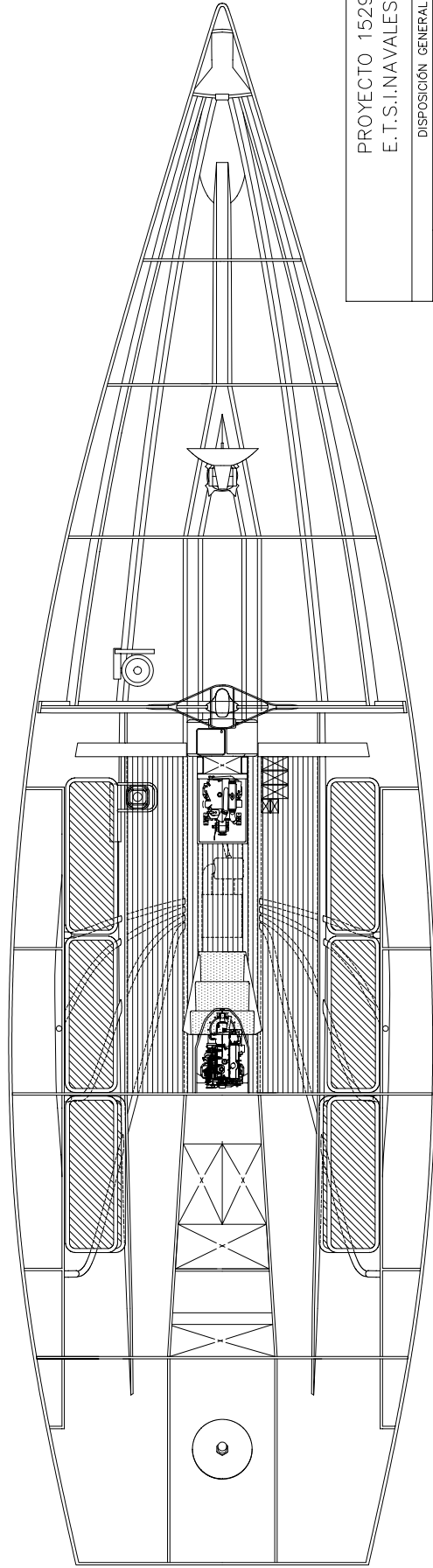
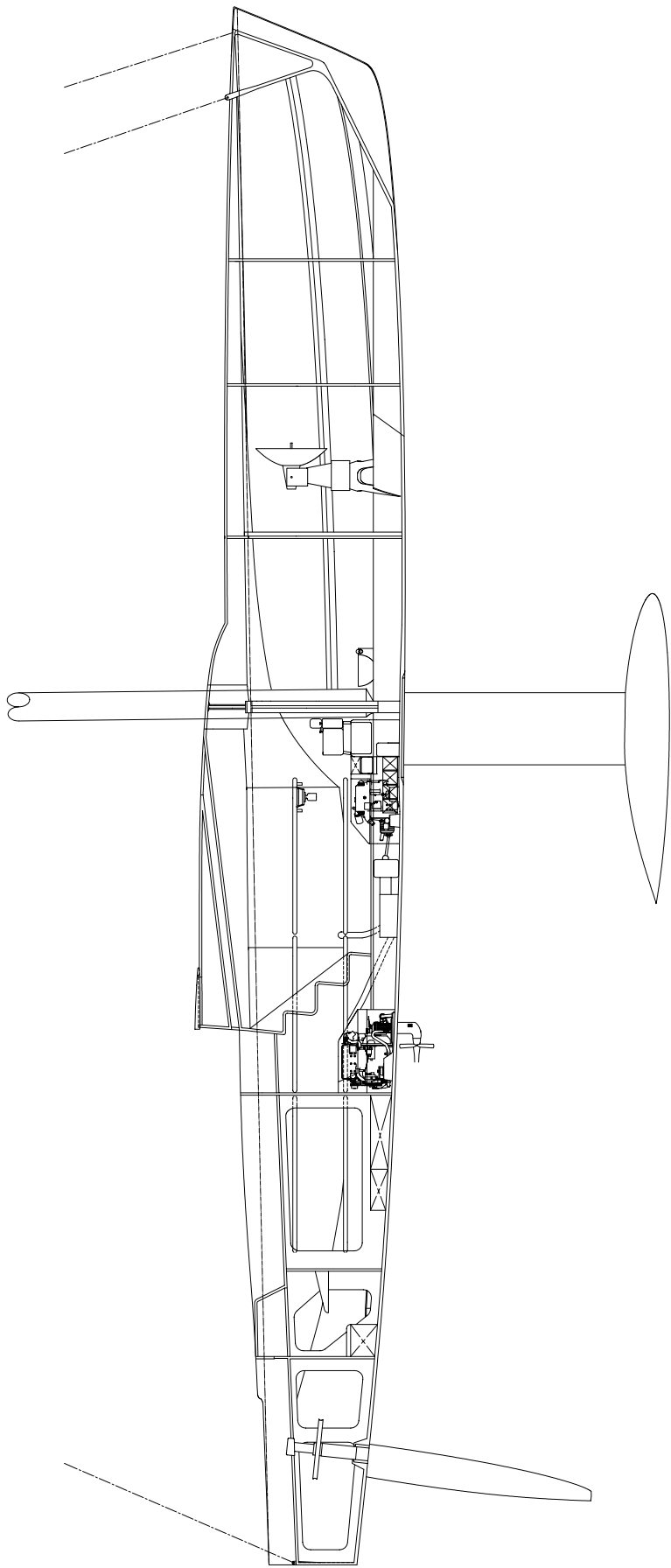
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

ESLORA MÁXIMA 19.431 m
ESLORA DE FLOTACIÓN 17.289 m
MANGA MÁXIMA 5.250 m
CALADO MÁXIMO 3.750 m
DESPLAZAMIENTO EN ROSCA 13500 Kg

MEDIDAS DE PLANO VELICO

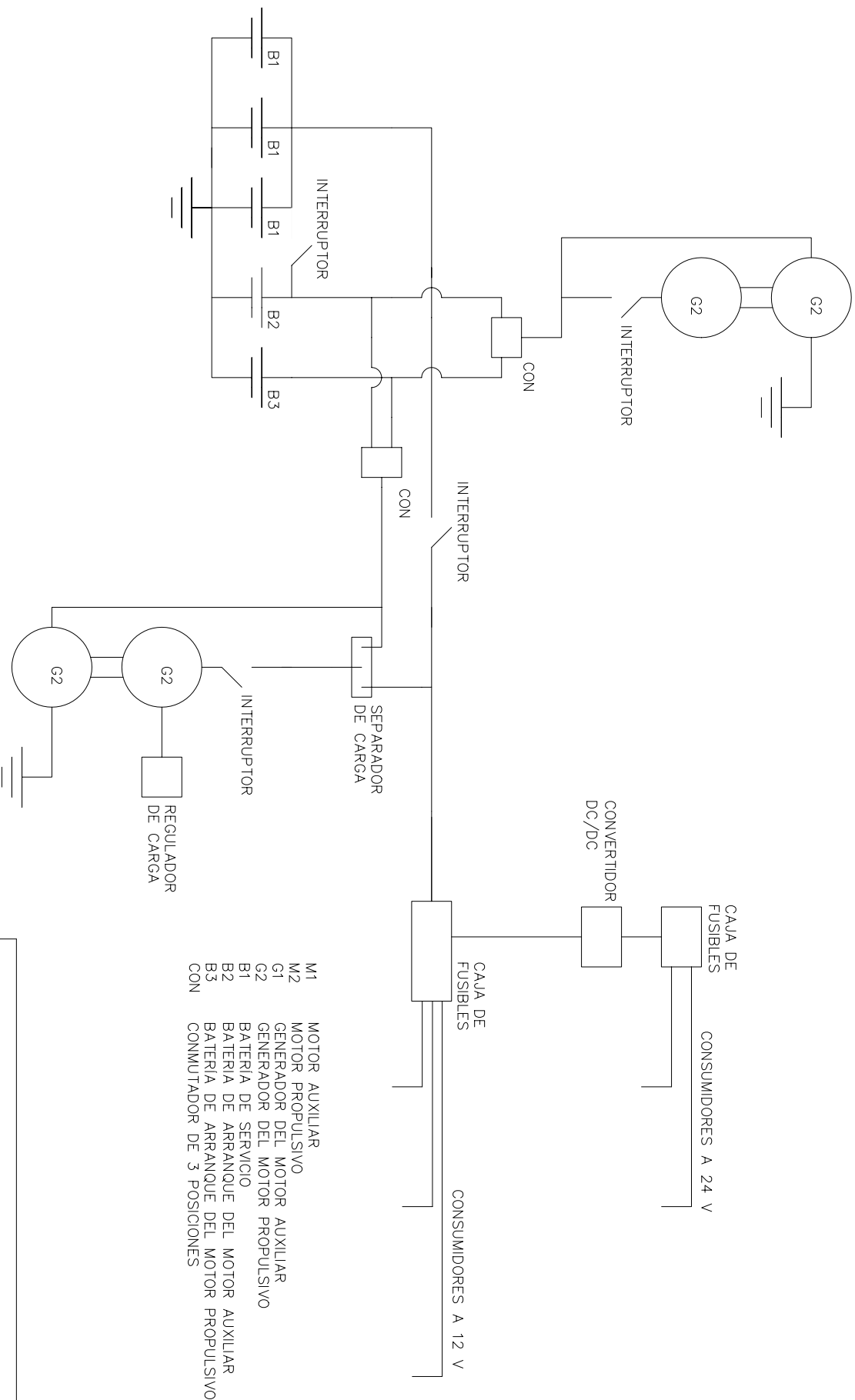
I 21.500 m
J 21.400 m
P 24.400 m
E 17.500 m
BAS 1.600 m

PROYECTO 1529			
E.T.S.I.NAVALES			
DISPOSICIÓN DE CUBIERTA Y PLANO VELICO		TIPO	
ESCALA	1:50 (A1)	VOLVO OCEAN 60	
TUTOR	JOSÉ MARÍA RIOLA RODRÍGUEZ	PLANO N°	
ALUMNO	CARLOS LÓPEZ PAVÓN	2	



PROYECTO 1529
E.T.S.I.NAVALES

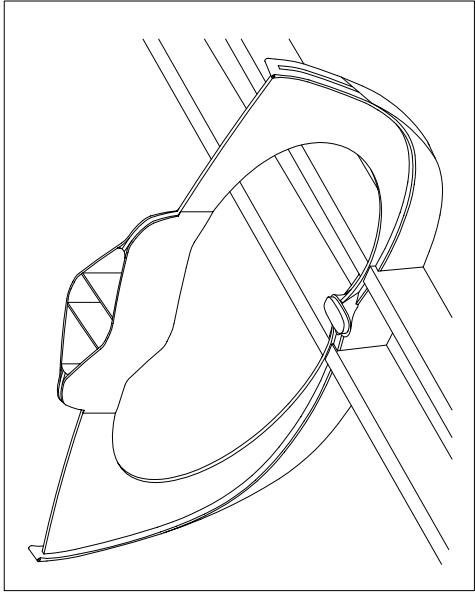
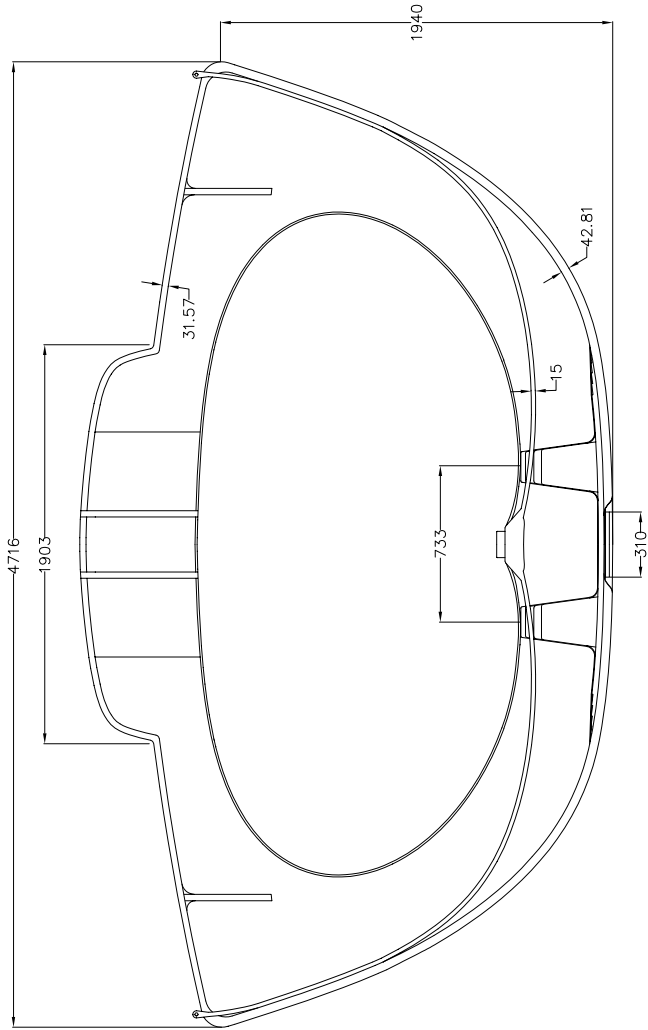
DISPOSICIÓN GENERAL	
ESCALA	TIPO
TUTOR	1:40 (A2)
ALUMNO	JOSÉ MARÍA RIOLA RODRÍGUEZ
	CARLOS LÓPEZ PAVÓN
	VOLVO OCEAN 60
	PLANO N° 3



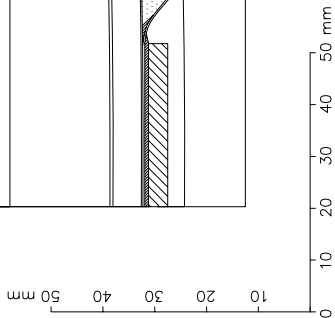
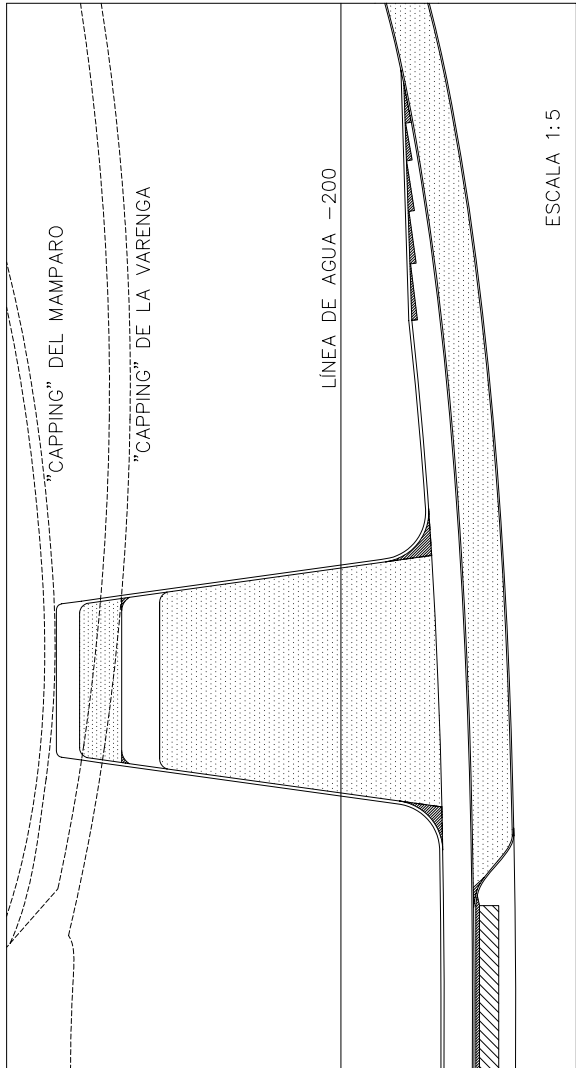
PROYECTO 1529
E.T.S.INAVALES

SISTEMA ELECTRICO

ESCALA		TIPO	
TUTOR	JOSÉ MARIA RIOLA RODRIGUEZ	VOLVO	OCEAN 60
ALUMNO	CARLOS LÓPEZ PAVÓN	PLANO N°	5

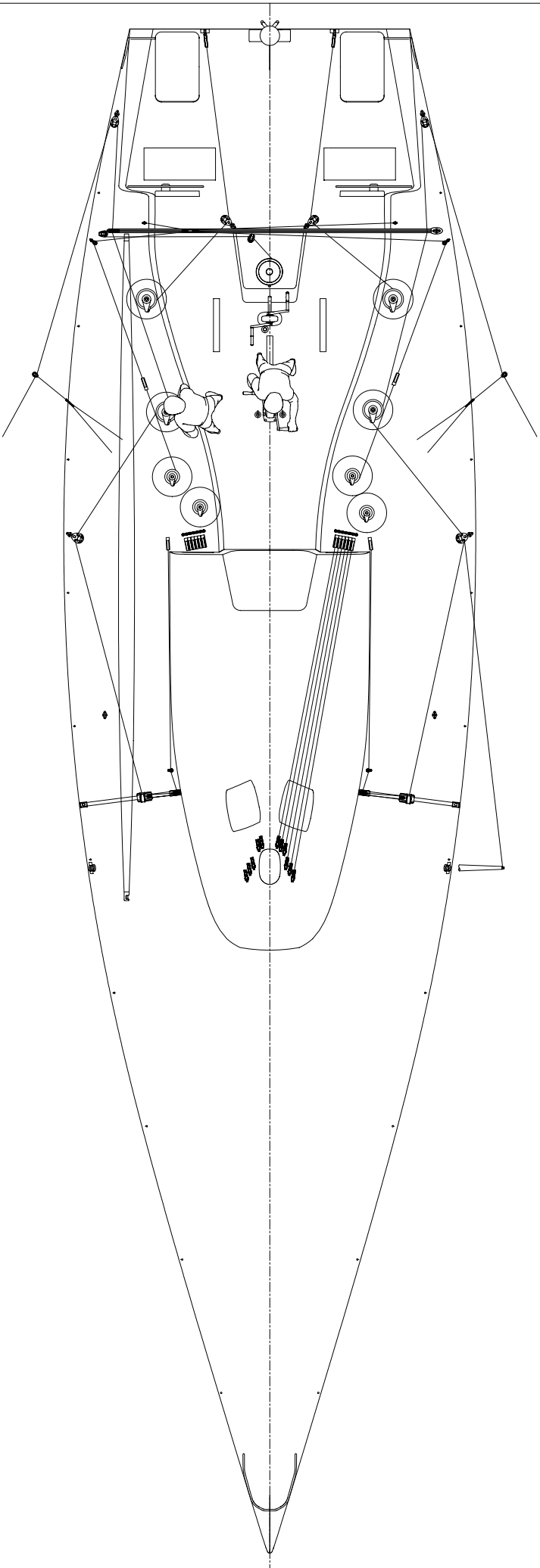


- MASILLA ESTRUCTURAL
- ESPUMA DE S.A.N
- PLETINA SOPORTE DE LA QUILLA



PROYECTO 1529 E.T.S.I.NAVALES

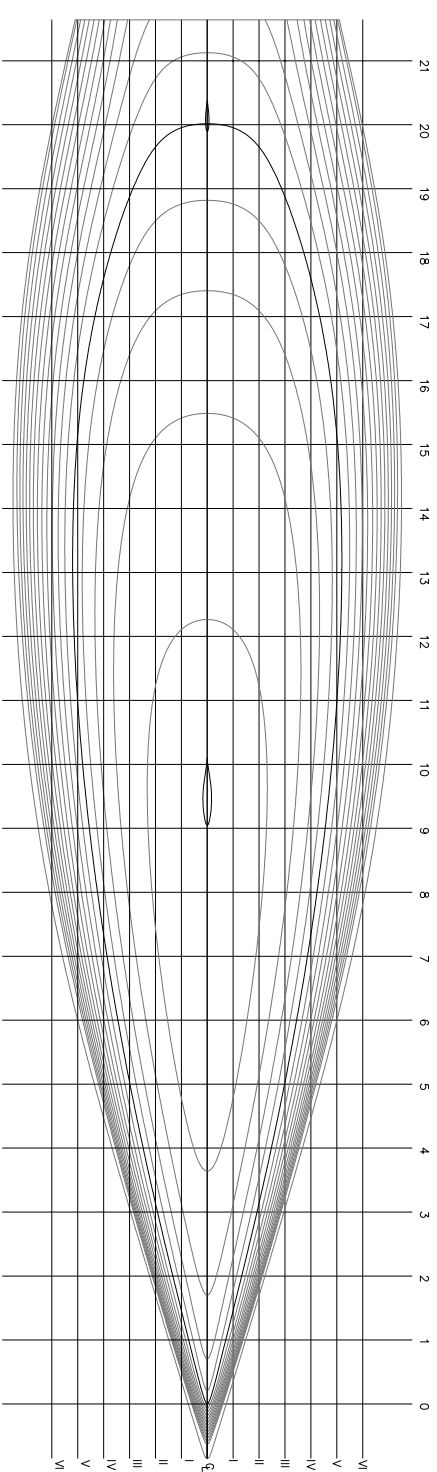
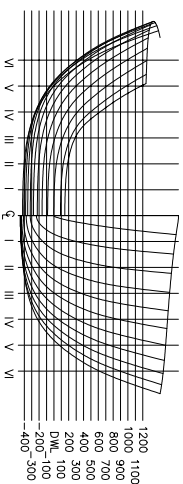
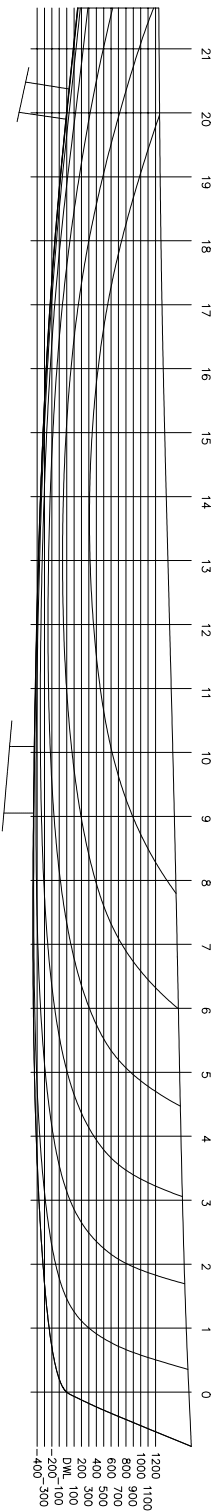
MAMPARO DEL MÁSTIL		
ESCALA	1:25 (A3)	TIPO
TUTOR	JOSÉ MARÍA RIOLA RODRIGUEZ	VOLVO OCEAN 60
ALUMNO	CARLOS LÓPEZ PAVÓN	PLANO N° 3



PROYECTO 1529
E.T.S.I.NAVALES

MANIOBRA DE CUBIERTA

ESCALA	1:50 (A3)	TIPO
TUTOR	JOSÉ MARÍA RIOLA RODRÍGUEZ	VOLVO OCEAN 60
ALUMNO	CARLOS LÓPEZ PAVÓN	PLANO N° 4



CARACTERISTICAS PRINCIPALES

ESLORA MAXIMA	19.431 m
ESLORA DE FLOTACION	17.289 m
MANCA MAXIMA	5.250 m
CALADO MAXIMO	3.750 m
DESPLAZAMIENTO EN ROSCA	13500 Kg
ESPACADO DE CUADERNAS	0.864 m
ESPACADO DE LINEAS DE AGUA	0.100 m
ESPACADO DE LONGITUDINALES	0.350 m

PROYECTO 1529
E.T.S.INAVALES

PLANO DE FORMAS		
ESCALA	1:35 (A1)	TIPO
TUTOR	JOSÉ MARIA RIOLA RODRIGUEZ	VOLVO OCEAN 60
ALUMNO	CARLOS LÓPEZ PAVÓN	PLANO N° 1